

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)»

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД С КОНИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

*Учебно-методическое пособие
к курсовому проекту по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»*

Составители: А. М. Лукин, В. Н. Никитин, М. А. Гольчанский

Омск 2015

УДК 621.83
ББК 34.446
Л84

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Л. Иванов (СибАДИ)

Работа одобрена научно-методическим советом направления «Наземные транспортно-технологические машины» в качестве учебно-методического пособия.

Л84 Механический привод с коническим редуктором : учебно-методическое пособие к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» [Электронный ресурс] / сост. : А. М. Лукин, В. Н. Никитин, М. А. Гольчанский. – Омск : СибАДИ, 2015. – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd12.pdf>, после авторизации свободный. – Загл. с экрана.
ISBN 978-5-93204-757-6

Содержит общие положения по выполнению курсового проекта дисциплины «Детали машин и основы конструирования» и образец оформления пояснительной записки на примере конкретного технического задания на проектирование механического привода с коническим редуктором.

Имеет интерактивное оглавление в виде закладок. Предназначено для студентов всех форм обучения по направлениям подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы» ; «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» ; «Энергетическое машиностроение».

Текстовое (символьное) издание (1,9 Мб)
Системные требования : Intel, 3,4 GHz ; 150 Мб ; Windows XP/Vista/7 ; DVD-ROM ;
1 Гб свободного места на жестком диске ; программа для чтения pdf-файлов Adobe Acrobat Reader

Редактор Т.И. Калинина
Издание первое
Дата подписания к использованию 06.03.2015
Дата размещения на сайте 06.06.2015

Издательско-полиграфический центр СибАДИ. 644080, г. Омск, пр. Мира, 5
РИО ИПЦ СибАДИ. 644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие положения.....	3
2. Пример оформления пояснительной записки.....	5
3. Вопросы для защиты курсового проекта.....	67
Библиографический список.....	69

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Курсовой проект по деталям машин – первая самостоятельная конструкторская работа студента в техническом вузе, целью которой является изучение основ проектирования элементов машин общего назначения. Полученные при этом знания и опыт являются базой для его дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

В процессе работы над курсовым проектом студент должен по исходным данным, называемым техническим заданием, суметь разобраться в кинематике проектируемого механизма, определить оптимальные размеры его деталей и узлов, назначить материал и термическую обработку деталей, произвести необходимые расчёты деталей по различным критериям их работоспособности, выбрать стандартные элементы и спроектировать основные узлы и детали заданного механизма. Не менее важной задачей курсового проектирования является обучение студентов работе со справочной литературой: стандартами, справочниками, номограммами, атласами типовых конструкций и т. д.

Курсовое проектирование деталей машин способствует закреплению и углублению знаний, полученных студентами при изучении предыдущих общетехнических дисциплин: машиностроительного черчения, теоретической механики, сопротивления материалов, технологии конструкционных материалов и применению этих знаний к комплексному решению инженерной задачи.

При проектировании машины решается целый комплекс вопросов, направленных на выбор оптимального варианта конструкции, которые, в конечном счёте, сводятся к созданию машины, отвечающей заданным эксплуатационным требованиям и наиболее экономичной в изготовлении. Последнее требование обеспечивается выбором конструкции детали или узла в соответствии с масштабом выпуска машины (например, литой или сварной корпус редуктора), применением стандартных элементов, рациональным назначением требований по точности размеров и шероховатости поверхностей деталей. Вопросы технологичности конструкции должны быть постоянно в поле зрения студента, работающего над курсовым проектом.

Тематику курсового проекта по деталям машин составляют так, чтобы студент мог освоить основы проектирования наибольшего числа деталей и узлов общего назначения: передач, соединений, муфт, валов, подшипниковых узлов и т. д. Наибольшее распространение получили технические задания на проектирование механических приводов различных машин. Эти приводы включают в себя, как правило, электродвигатель и редукторы различных типов (цилиндрические, конические, червячные и другие).

В начале проектирования студенту выдается индивидуальное техническое задание на курсовой проект.

Курсовой проект по деталям машин содержит расчётную и графическую части. Расчётная часть оформляется в виде пояснительной записки. Графическая часть для указанных выше направлений подготовки включает в себя сборочный чертёж редуктора и рабочие чертежи нескольких основных деталей редуктора (зубчатое или червячное колесо, вал, другие детали). Наличие редуктора в проектируемом приводе позволяет закрепить изучение основных тем дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

Пояснительная записка является текстовым документом, выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105–95 [1] и ГОСТ 2.106–96 [2], основные положения которых изложены в методических указаниях [3] и учебно-справочном пособии [4]. Среди них: разделение содержания записки на разделы, подразделы (при необходимости введение пунктов и подпунктов); расшифровка обозначений, входящих в расчётные формулы; наличие ссылок на источники информации, из которых взяты те или иные коэффициенты, другие необходимые данные; требования по оформлению иллюстраций, таблиц и приложений.

Изложение пояснительной записки должно быть кратким, чётким, исключая возможность субъективного толкования. Другими словами, все технические обоснования должны сопровождаться кратким, но связным пояснительным текстом, позволяющим разобраться в существе вопроса без помощи автора.

Важное значение для качественного исполнения пояснительной записки имеет владение техническим языком. Примером здесь могут служить методические указания и учебные пособия по курсовому проектированию, где приводятся образцы расчётов по всему проекту или отдельным его частям.

Пояснительная записка является документом, который содержит исчерпывающие сведения по курсовому проекту. Разработке записки предшествует так называемый черновой расчёт, который внимательно и неоднократно просматривается преподавателем, исправляется и служит затем основой для окончательного оформления пояснительной записки.

2. ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Образец содержания и оформления пояснительной записки курсового проекта по теме «Механический привод (редуктор с конической зубчатой передачей)» рассмотрен на примере, приведённом на страницах 6 – 66 настоящего пособия.

Пояснительная записка включает в себя: титульный лист; заглавный лист с содержанием записки; техническое задание на проектирование; описание спроектированного привода; кинематический расчёт и выбор электродвигателя; расчёт конической зубчатой передачи; эскизную компоновку редуктора; определение ориентировочных диаметров валов и подробный расчёт тихоходного вала редуктора на статическую прочность и выносливость; выбор подшипников качения; выбор стандартной муфты; выбор шпонок и проверочный расчёт на их прочность; вопросы смазки деталей редуктора; обоснование принятых посадок в соединениях редуктора; перечень чертежей и спецификаций; список используемых источников.

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)»

Кафедра механики

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Пояснительная записка
ДМ 09–10.00.00 ПЗ

Руководитель проекта
канд. техн. наук, доц.
Иванов И. И.

Автор проекта
студент группы
Петров П. П.

Омск – 2015

Содержание

1	Задание на проектирование.....	4
2	Описание спроектированного привода.....	5
3	Кинематический расчёт и выбор электродвигателя.....	6
3.1	Определение частоты n_2 вращения тихоходного вала.....	6
3.2	Определение требуемой мощности $P_{тр.э}$ электродвигателя...7	7
3.3	Предварительное определение частот n_3^I, n_1^I вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора...8	8
3.4	Выбор электродвигателя.....	9
3.5	Определение фактического значения передаточного числа U редуктора.....	10
3.6	Определение мощности P_1 на быстроходном валу.....	11
3.7	Определение крутящих моментов T_1, T_2 на валах редуктора.....	12
4	Расчёт конической зубчатой передачи.....	13
4.1	Выбор материала и термообработки зубчатых колёс.....	13
4.2	Определение допускаемых напряжений.....	14
4.3	Выбор угла наклона зубьев.....	18
4.4	Выбор коэффициента ширины зубчатого венца колеса.....	18
4.5	Проектировочный расчёт на контактную прочность.....	20
4.6	Определение окружной скорости V зубчатых колёс.....	25
4.7	Выбор степени точности зубчатых колёс.....	25
4.8	Проверочные расчёты зубчатой передачи.....	26
4.9	Определение усилий в зацеплении.....	32
5	Эскизная компоновка редуктора.....	35
5.1	Определение ориентировочных диаметров валов.....	35
5.2	Разработка эскизной компоновки валов в редукторе.....	36
6	Расчёт тихоходного вала редуктора.....	38
6.1	Расчёт на статическую прочность.....	38
6.2	Расчёт на выносливость.....	41
7	Выбор подшипников качения.....	46
7.1	Определение внешних нагрузок, действующих на подшипник.....	46

					<i>ДМ 09-10.00.00.ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Механический привод Пояснительная записка</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Иванов И. И.</i>						2	61
<i>Провер.</i>	<i>Петров П. П.</i>							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Козлов К. К.</i>					<i>СиБАДИ</i>		
<i>Утверд.</i>	<i>Баранов Б. Б.</i>							

2 Описание спроектированного привода

Согласно заданию необходимо спроектировать механический привод.

Механический привод содержит электродвигатель, муфту упругую втулочно-пальцевую и конический редуктор. Коническая передача выполнена с круговыми зубьями.

Механический привод рассчитан и спроектирован по следующим исходным данным: выходная мощность $P_2 = 8,1 \text{ кВт}$; угловая скорость $\omega_2 = 44 \text{ рад/с}$; характер нагрузки – *постоянный*; режим работы – *лёгкий*; срок службы $L = 5 \text{ лет}$; коэффициент суточной загрузки $K_{сут} = 0,3$; коэффициент годичной загрузки $K_{год} = 0,6$.

При расчёте привода подобран электродвигатель марки 4А132М4УЗ ГОСТ 19523–81. Основная характеристика электродвигателя: мощность $P_3 = 11 \text{ кВт}$; номинальная частота вращения $n_3 = 1440 \text{ об/мин}$.

Основные технические характеристики спроектированного редуктора: передаточное число $U = 3,45$; внешний окружной модуль $m_{te} = 3,5 \text{ мм}$; внешнее конусное расстояние $R_e = 138,46 \text{ мм}$.

Соединение вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора осуществляется муфтой упругой втулочно-пальцевой (МУВП) ГОСТ 21424 – 93.

Валы редуктора опираются на роликовые конические подшипники 7205А, 7206А ГОСТ 27365–87.

Для смазки зацепления и подшипников тихоходного вала использовано масло общего назначения И–Л–А–22 ГОСТ 20799–88, которое расположено в картере редуктора. Смазка осуществляется разбрызгиванием. Смазка подшипников быстроходного вала осуществляется пластичным смазочным материалом ЦИАТИМ–201 ГОСТ 6267–74, который подаётся к подшипникам через пресс-маслёнки.

Расчёты конической передачи и валов редуктора, выбор подшипников, муфты и шпонок выполнены в соответствии с рекомендациями и расчётными зависимостями, приведёнными в методических указаниях [5], [6], [7].

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

На рисунке 3.2 представлена расчётная схема проектируемого редуктора, на которой приведены обозначения рассчитываемых параметров.

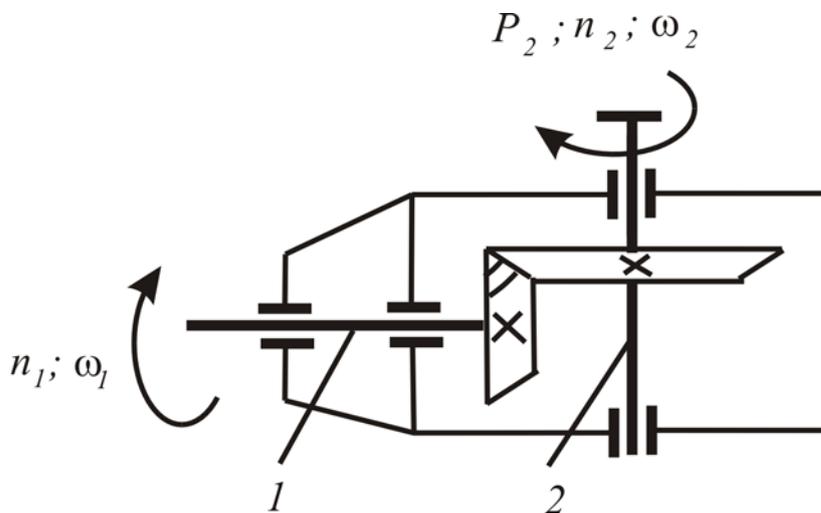


Рисунок 3.2 – Расчётная схема конического редуктора: 1 – быстроходный вал; 2 – тихоходный вал; n_1 – частота вращения быстроходного вала; ω_1 – угловая скорость быстроходного вала; n_2 – частота вращения тихоходного вала; ω_2 – угловая скорость тихоходного вала

Частоту n_2 вращения тихоходного вала редуктора определим по формуле

$$n_2 = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} = 9,55 \cdot \omega_2, \quad (3.1)$$

где ω_2 – угловая скорость на тихоходном валу, *рад/с*.

Проведя вычисления по формуле (3.1), получим

$$n_2 = 9,55 \cdot 44 = 420,20 \text{ об/мин.}$$

3.2 Определение требуемой мощности $P_{тр.э}$ электродвигателя

Известные данные для расчёта:

$$P_2 = 8,1 \text{ кВт.}$$

Требуемую мощность $P_{тр.э}$ электродвигателя определим по формуле

$$P_{тр.э} = \frac{P_2}{\eta_{пр}}, \quad (3.2)$$

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

где P_2 – мощность на выходном (тихоходном валу) редуктора, кВт; η_{np} – коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Коэффициент полезного действия η_{np} привода определим по формуле

$$\eta_{np} = \eta_m \cdot \eta_{к.п} (\eta_{н.к})^n, \quad (3.3)$$

где η_m – коэффициент полезного действия муфты; $\eta_{к.п}$ – коэффициент полезного действия закрытой конической передачи; $\eta_{н.к}$ – коэффициент полезного действия одной пары подшипников качения; n – число пар подшипников качения.

В схеме проектируемого привода (см. рисунок 3.1) использованы две пары подшипников качения, поэтому в формуле (3.3) принимаем $n = 2$.

Согласно известным рекомендациям [3, с. 13, таблица 1.2.1] имеем: $\eta_m = 0,98$; $\eta_{к.п} = 0,95$; $\eta_{н.к} = 0,995$. Вычислим значение коэффициента полезного действия привода по формуле (3.3):

$$\eta_{np} = 0,98 \cdot 0,95 \cdot (0,995)^2 = 0,92.$$

Тогда требуемая мощность $P_{тр.э}$ электродвигателя равна

$$P_{тр.э} = \frac{P_2}{\eta_{np}} = \frac{8,1}{0,92} = 8,80 \text{ кВт}.$$

3.3 Предварительное определение частот n_9^I , n_1^I вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора

Известные данные для расчёта:

$$n_2 = 420,20 \text{ об/мин}.$$

Согласно схеме проектируемого привода (см. рисунок 3.1) предварительную частоту n_9^I вращения вала электродвигателя, равную частоте n_1^I вращения быстроходного вала редуктора, определим по формуле

$$n_9^I = n_1^I = n_2 \cdot u_{н.к}^I, \quad (3.4)$$

где n_2 – частота вращения тихоходного вала, об/мин; $u_{н.к}^I$ – предварительное значение передаточного числа конического редуктора.

Передаточное число u_{max} закрытых одноступенчатых конических редукторов с круговыми зубьями и с твёрдостью $HВ \leq 350$, как правило, не превышает 6,3 [2, с. 36, таблица 2.6].

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Учитывая эти рекомендации, принимаем $u_{n.k}^I = 3$. Тогда частоты n_3^I , n_1^I вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора равны:

$$n_3^I = n_1^I = 420,20 \cdot 3 = 1260,60 \text{ об/мин.}$$

3.4 Выбор электродвигателя

Известные данные для расчёта:

$$P_{тр.э} = 8,80 \text{ кВт}; n_3^I = 1260,60 \text{ об/мин.}$$

Мощность $P_э$ электродвигателя, выбираемого для проектируемого привода, должна быть не ниже требуемой мощности $P_{тр.э} = 8,80 \text{ кВт}$, которая определена по формуле (3.2). Кроме этого, частота $n_э$ вращения вала электродвигателя должна быть близкой по величине к частоте $n_3^I = 1260,60 \text{ об/мин}$, определённой по формуле (3.4).

Таким образом, выбираемый электродвигатель должен удовлетворять совокупности условий:

$$P_э \geq P_{тр.э}; n_э \approx n_3^I. \quad (3.5)$$

Из существующих типов двигателей для приводов общего назначения рекомендуется выбирать трёхфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели единой серии 4А. Технические данные асинхронных электродвигателей серии 4А в закрытом обдуваемом исполнении приведены в ГОСТ 19523–81 [2, с. 27 – 28, таблица 2.2].

По совокупности условий (3.5) выбираем электродвигатель марки 4А132М4УЗ [2, с. 27, таблица 2.2]. Значения символов в марке электродвигателя: буква А – род двигателя – асинхронный; 132 – высота оси вращения, мм; буква М относится к установочным размерам по длине станины; цифра 4 означает число полюсов; буквы УЗ указывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

По ГОСТ 19523–81 [2, с. 27, таблица 2.1] электродвигатель 4А132М4УЗ имеет следующие технические характеристики: мощность $P_э = 11 \text{ кВт}$; синхронная частота вращения $n_c = 1500 \text{ об/мин}$; скольжение $s = 2,8 \%$; отношение пускового $T_{пуск}$ и номинального $T_{ном}$ вращающих моментов $T_{пуск}/T_{ном} = 2,0$.

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

При номинальном режиме работы электродвигателей этого типа среднее значение скольжения $s = 0,02 \div 0,05$. Исходя из этой рекомендации (привод работает при номинальном режиме; скольжение $s = 4 \%$), получаем равенство

$$n_3 = n_{э.ном} = n_c - n_c \cdot s = n_1,$$

где $n_{э.ном}$ – частота вращения электродвигателя при номинальном режиме работы; n_1 – частота вращения быстроходного вала редуктора.

$$n_3 = 1500 - 1500 \cdot 0,04 = 1440 \text{ об/мин.}$$

Таким образом, совокупность условий (3.5) выглядит следующим образом:

$$P_3 = 11 \text{ кВт} > P_{мп.3} = 8,80 \text{ кВт};$$

$$n_3 = 1440 \text{ об/мин} \approx n_3^I = 1260,60 \text{ об/мин.}$$

На рисунке 3.3 представлен общий вид электродвигателя 4А132М4У3 с обозначением его геометрических параметров.

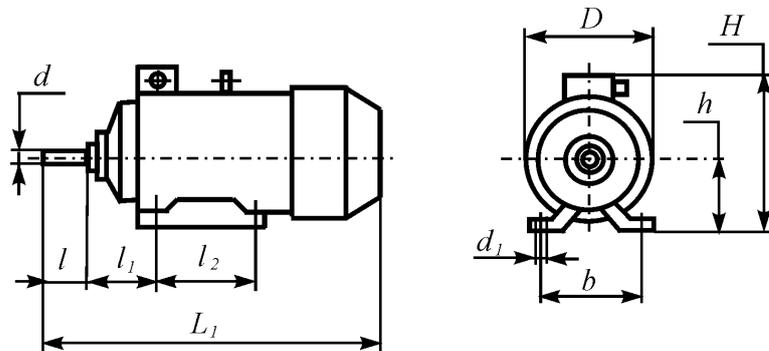


Рисунок 3.3 – Общий вид электродвигателя 4А132М4У3

Геометрические параметры электродвигателя: $L_1 = 530 \text{ мм}$; $H = 350 \text{ мм}$; $D = 302 \text{ мм}$; $d = 38 \text{ мм}$; $d_1 = 12 \text{ мм}$; $l = 80 \text{ мм}$; $l_1 = 89 \text{ мм}$; $l_2 = 178 \text{ мм}$; $b = 216 \text{ мм}$.

3.5 Определение фактического значения передаточного числа U редуктора

Известные данные для расчёта:

$$n_3 = 1440 \text{ об/мин}; n_2 = 420,20 \text{ об/мин.}$$

Фактическое значение передаточного числа U редуктора определим по формуле

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$U = \frac{n_3}{n_2}, \quad (3.6)$$

где n_3, n_2 – частоты вращения соответственно электродвигателя и тихоходного вала редуктора.

Так как величины n_3, n_2 известны, то, произведя вычисления по формуле (3.6), получим

$$U = \frac{1440}{420,20} = 3,43.$$

3.6 Определение мощности P_1 на быстроходном валу

Известные данные для расчёта:
 $P_2 = 8,1 \text{ кВт}; \eta_{к.п} = 0,95; \eta_{п.к} = 0,995.$

На рисунке 3.4 представлена кинематическая схема рассматриваемого одноступенчатого конического редуктора с обозначением параметров, необходимых для последующих этапов кинематического расчёта.

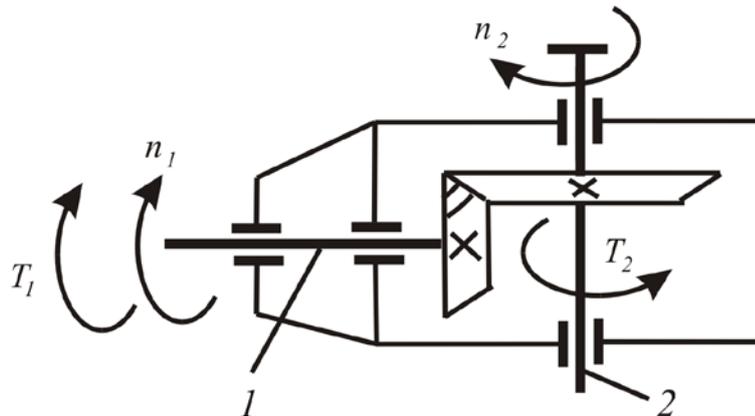


Рисунок 3.4 – Расчётная схема конического одноступенчатого редуктора: 1 – быстроходный вал; 2 – тихоходный вал; T_1 – крутящий момент на быстроходном валу; T_2 – крутящий момент на тихоходном валу

Согласно рисунку 3.4 мощность P_1 на быстроходном валу определим по формуле

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{к.п} \cdot (\eta_{п.к})^2}, \quad (3.7)$$

где P_2 – мощность на тихоходном валу; $\eta_{к.п}$ – КПД конической передачи; $\eta_{п.к}$ – КПД пары подшипников качения.

						ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			11

Так как значения P_2 , $\eta_{к.п}$, $\eta_{п.к}$ уже известны, то, подставляя эти значения в формулу (3.7), получим

$$P_1 = \frac{8,1}{0,95 \cdot (0,995)^2} = 8,61 \text{ кВт.}$$

3.7 Определение крутящих моментов T_1 , T_2 на валах редуктора

Известные данные для расчёта:

$$P_1 = 8,61 \text{ кВт}; P_2 = 8,1 \text{ кВт}; n_1 = 1440 \text{ об/мин}; n_2 = 420,20 \text{ об/мин.}$$

Величины крутящих моментов T_1 , T_2 соответственно на быстроходном и тихоходном валах редуктора определим по совокупности формул:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}; T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2}, \quad (3.8)$$

где n_1 , n_2 – частоты вращений валов редуктора; 9550 – переводной коэффициент размерностей.

Так как все величины, входящие в правые части совокупности формул (3.8) известны, то, произведя вычисления, получим

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{8,61}{1440} = 57,1 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{8,1}{420,20} = 184,1 \text{ Н·м.}$$

Результаты расчётов по разделу 3 пояснительной записки сведём в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Номер вала	Мощность P_i , кВт	Частота вращения n_i , об/мин	Крутящий момент T_i , Н·м
1	$P_1 = 8,61$	$n_1 = 1440$	$T_1 = 57,1$
2	$P_2 = 8,1$	$n_2 = 420,20$	$T_2 = 184,1$
Передаточное число зубчатой передачи $U = 3,43$			

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

4 Расчёт конической зубчатой передачи

Известные данные для расчёта

Для расчёта конической зубчатой передачи используются следующие данные: крутящий момент на быстроходном валу редуктора $T_1 = 57,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота вращения шестерни $n_1 = 1440 \text{ об/мин}$; частота вращения колеса $n_2 = 420,20 \text{ об/мин}$; передаточное число редуктора $U = 3,43$; срок службы привода $L = 5 \text{ лет}$; коэффициент суточной загрузки $K_{сут} = 0,3$; коэффициент годичной загрузки $K_{год} = 0,6$; характер нагрузки – *постоянный*; режим работы – *лёгкий*. Расчёт выполнен по рекомендациям и формулам методического пособия [4].

4.1 Выбор материала и термообработки зубчатых колёс

При проектировании редукторов рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термообработкой твёрдость поверхности зубьев шестерни на 20 – 30 единиц Бринелля выше, чем колеса. Как правило, применяют термообработку – улучшение. При таком виде термообработки механические характеристики стали снижаются с увеличением диаметра заготовки. В этом случае шестерня будет иметь более высокие механические характеристики по сравнению с колесом. Заготовки для зубчатых колёс получают ковкой, штамповкой и литьем.

Согласно этим рекомендациям [4, с. 13, таблица 2.2], предполагая, что диаметр заготовки для шестерни не выше 90 мм, а для колеса свыше 120 мм, принимаем:

а) для шестерни 1 – сталь 45; термообработка – улучшение; предел прочности $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$; предел текучести $\sigma_T = 440 \text{ МПа}$; твёрдость $HB_1 = 230$;

б) для колеса 2 – сталь 45; термообработка – улучшение; предел прочности $\sigma_B = 690 \text{ МПа}$; предел текучести $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$; твёрдость $HB_2 = 195$.

Термообработка (улучшение) характеризуется хорошей прирабатываемостью зубьев колёс и сохранением во времени точности, полученной при механической обработке.

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

4.2 Определение допускаемых напряжений

4.2.1 Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (4.1)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа; S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Значения σ_{Hlimb} и S_H определяют в зависимости от группы стали и термообработки [4, с. 15, таблица 2.3]. Для стальных колёс с термообработкой (улучшение) и средней твёрдости поверхностей зубьев $HB \leq 350$ предел контактной выносливости поверхности зубьев σ_{Hlimb} определяют по формуле

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot HB + 70. \quad (4.2)$$

Используя эту формулу, определим пределы контактной выносливости σ_{Hlimb1} , σ_{Hlimb2} поверхностей зубьев соответственно для шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hlimb1} &= 2 \cdot HB_1 + 70; \\ \sigma_{Hlimb1} &= 2 \cdot 230 = 530 \text{ МПа}; \\ \sigma_{Hlimb2} &= 2 \cdot HB_2 + 70; \\ \sigma_{Hlimb2} &= 2 \cdot 195 = 460 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

По известной рекомендации [4, с. 15, таблица 2.3] для стальных колёс с термообработкой (улучшение) и средней твёрдости поверхностей зубьев $HB \leq 350$ коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

Величину коэффициента долговечности K_{HL} определим по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad (4.3)$$

где N_{HO} – базовое число циклов перемены напряжений; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Базовое число N_{HO} циклов перемены напряжений определяют в зависимости от твёрдости стали. При твёрдости $HB < 200$ принимают $N_{HO} = 10 \cdot 10^6$ циклов. При твёрдости $HB > 200$ значение N_{HO} возрастает по линейному закону.

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

В проектируемом приводе имеем: твёрдость шестерни $HB_1 = 230$; твёрдость колеса $HB_2 = 195$. График изменения величины N_{HO} в зависимости от твёрдости HB поверхности зубьев приведён в работе [4, с. 16]. Согласно этому графику определим базовые числа N_{HO1} , N_{HO2} перемены напряжений соответственно для шестерни и колеса:

$$N_{HO1} = 13,5 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{HO2} = 10 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

При постоянной нагрузке (см. характер нагрузки по условию задания на курсовой проект) эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} равно суммарному числу циклов перемены напряжений N_{Σ} для зубчатого колеса за срок службы. Величину N_{Σ} для зубчатого колеса с частотой вращения n за t часов работы определим по формуле

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t. \quad (4.4)$$

Время t работы проектируемого привода в часах определим по формуле

$$t = 24 \cdot K_{cym} \cdot 365 \cdot L \cdot K_{год}, \quad (4.5)$$

где K_{cym} , $K_{год}$ – коэффициенты соответственно суточной и годовой загрузки; L – срок службы передачи в годах.

По условию задания для проектирования имеем: $K_{cym} = 0,3$; $K_{год} = 0,6$; $L = 5 \text{ лет}$. Тогда

$$t = 24 \cdot 0,3 \cdot 365 \cdot 5 \cdot 0,6 = 7884 \text{ ч}.$$

Формула (4.4) для определения суммарного числа циклов перемены напряжений $N_{\Sigma 1}$ для шестерни имеет вид

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot t.$$

Тогда

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 1440 \cdot 7881 = 681,18 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Формула (4.4) для определения суммарного числа циклов перемены напряжений $N_{\Sigma 2}$ для колеса принимает вид

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t.$$

Тогда

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 420,2 \cdot 7881 = 198,77 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Так как режим работы привода постоянный, то эквивалентное число N_{HE} циклов перемены напряжений равно суммарному числу N_{Σ} циклов перемены напряжений:

$$N_{HE} = N_{\Sigma}.$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Согласно этой рекомендации имеем:

а) для шестерни $N_{HE1} = N_{\Sigma1} = 681,18 \cdot 10^6$ циклов;

$$N_{HO1} = 13,5 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

б) для колеса $N_{HE2} = N_{\Sigma2} = 198,77 \cdot 10^6$ циклов;

$$N_{HO2} = 10 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Если выполняется условие $N_{HE} \geq N_{HO}$, то принимают $K_{HL} = 1$. Из проведённого расчёта имеем:

а) для шестерни $N_{HE1} = 681,18 \cdot 10^6 \text{ циклов} > N_{HO1} = 13,5 \cdot 10^6 \text{ циклов};$

б) для колеса $N_{HE2} = 198,77 \cdot 10^6 \text{ циклов} > N_{HO2} = 10 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$

Так как для шестерни 1 и колеса 2 редуктора последнее условие выполнено, то принимаем

$$K_{HL} = 1.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$ соответственно для шестерни 1 и колеса 2, вычисляемые по формуле (4.1), равны:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b1}}{S_H} \cdot K_{HL};$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 481,2 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b2}}{S_H} \cdot K_{HL};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{460}{1,1} \cdot 1 = 418,18 \text{ МПа}.$$

В качестве допускаемого контактного напряжения принимается допускаемое напряжение того зубчатого колеса, для которого оно меньше. Поскольку $[\sigma_{H2}] < [\sigma_{H1}]$, то в качестве допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ принимаем допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H2}]$ колеса 2:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 418,18 \text{ МПа}.$$

4.2.2 Определение допускаемых напряжений изгиба

Согласно ГОСТ 21354–75 при расчёте на выносливость при изгибе зуб рассматривают как балку, закреплённую одним концом. Силу считают приложенной к вершине зуба по нормали к его поверхности; силу трения не учитывают.

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (4.6)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости зуба при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа; S_F – коэффициент безопасности; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Для всех сталей ГОСТ 21354–75 принимает базовое число циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$. Поскольку эквивалентное число циклов N_{FE} перемены напряжений больше базового ($N_{FE} > N_{FO}$), то коэффициент K_{FL} принимают равным единице. Последнее условие соответствует нашему случаю, так как $N_{FE} = N_{HE}$. Поэтому принимаем

$$K_{FL} = 1.$$

По известной рекомендации [4, с. 15, таблица 2.3] для стальных колёс с термообработкой – улучшение и средней твёрдости поверхностей зубьев $HB < 350$ коэффициент безопасности

$$S_F = 1,75.$$

Предел выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F\lim b}$, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений ($N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклов) для стальных колёс с соответствующей термообработкой (улучшение) и твёрдостью зубьев $HB = 180 - 350$ [5, с. 15, таблица 2.3], вычисляют по формуле

$$\sigma_{F\lim b} = 1,8 \cdot HB. \quad (4.7)$$

Определим по формуле (4.7) пределы выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F\lim b1}$, $\sigma_{F\lim b2}$ соответственно для шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} \sigma_{F\lim b1} &= 1,8 \cdot HB_1; \\ \sigma_{F\lim b1} &= 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}; \\ \sigma_{F\lim b2} &= 1,8 \cdot HB_2; \\ \sigma_{F\lim b2} &= 1,8 \cdot 195 = 351 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F1}]$, $[\sigma_{F2}]$ соответственно для шестерни 1 и колеса 2 будут равны:

$$\begin{aligned} [\sigma_{F1}] &= \frac{\sigma_{F\lim b1}}{S_F} \cdot K_{FL}; \\ [\sigma_{F1}] &= \frac{414}{1,75} \cdot 1 = 236,57 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} \cdot K_{FL};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{351}{1,75} \cdot 1 = 200,57 \text{ МПа.}$$

4.3 Выбор угла наклона зубьев

Согласно заданию необходимо спроектировать коническую передачу, зубчатые колёса которой имеют круговые зубья. Круговые зубья располагаются по дуге окружности, по которой движется инструмент при нарезке зубьев (рисунок 4.1).

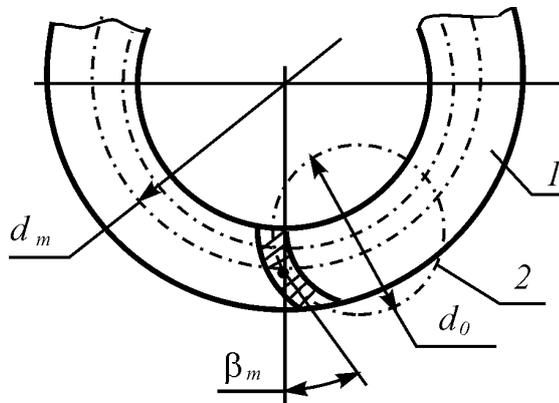


Рисунок 4.1 – Схема нарезки конического зубчатого колеса с круговыми зубьями: 1 – зубчатое колесо; 2 – зуборезная головка; d_m – средний делительный диаметр колеса; d_o – диаметр зуборезной головки; β_m – угол наклона зуба

За расчётный угол принимается угол β_m на окружности среднего делительного диаметра d_m колеса. Угол β_m наклона зуба для круговых зубьев рекомендуется по ГОСТ 19326–73 принимать в пределах $30 - 40^\circ$. Используя эту рекомендацию, принимаем среднее значение этого угла

$$\beta_m = 35^\circ.$$

4.4 Выбор коэффициента ширины зубчатого венца колеса

На рисунке 4.2 приведена схема конического зацепления с обозначением геометрических параметров шестерни и колёса.

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

4.5 Проектировочный расчёт на контактную прочность

Проектировочный расчёт на контактную прочность проводится с целью предотвращения преждевременного выхода из строя конических зубчатых колёс из-за разрушения их активных поверхностей в результате усталостного выкрашивания. В ходе проектировочного расчёта предварительно определяются геометрические параметры зубчатой передачи.

4.5.1 Определение предварительного значения среднего делительного диаметра d_{m1} шестерни

Известные данные для расчёта:

$$T_1 = 57,1 \text{ Н}\cdot\text{м}; U = 3,43; \psi_{bd} = 0,5; [\sigma_H] = 418,18 \text{ МПа}.$$

Предварительное значение среднего делительного диаметра d_{m1} шестерни определим по формуле

$$d_{m1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot U}}, \quad (4.9)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; T_1 – крутящий момент на валу шестерни, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; U – передаточное число; ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Для передач с непрямыми зубьями [4] принимают значение вспомогательного коэффициента

$$K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}.$$

Значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, определяют по графикам [5, с. 20] в зависимости от твёрдости $HВ$ зубьев, коэффициента ψ_{bd} ширины зубчатого венца и схемы передачи. При твёрдости зубьев $HВ \leq 350$, величине $\psi_{bd} = 0,5$ и расположении валов колёс в конических подшипниках принимают

$$K_{H\beta} = 1,15.$$

Таким образом, значения всех величин, входящих в правую часть выражения (4.9), определены. Проведя вычисления, получим

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

$$d_{m1} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{57,1 \cdot 1,15 \cdot \sqrt{(3,43)^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,5 \cdot (418,18)^2 \cdot 3,43}} = 65,64 \text{ мм.}$$

4.5.2 Определение ширины зубчатого венца

Известные данные для расчёта:

$$d_{m1} = 65,64 \text{ мм}; \psi_{bd} = 0,5.$$

Ширину b зубчатого венца определим по зависимости, полученной из формулы (4.8):

$$b = d_{m1} \cdot \psi_{bd} = 65,4 \cdot 0,5 = 32,82 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение b округлим до ближайшего целого числа.

$$b = 33 \text{ мм.}$$

4.5.3 Определение внешнего окружного модуля

Известные данные для расчёта:

$$b = 33 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль m_{te} определим по формуле

$$m_{te} \geq \frac{b}{10}. \quad (4.10)$$

$$m_{te} = \frac{33}{10} = 3,3 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение окружного модуля m_{te} округлим до ближайшего значения по ГОСТ 9563–60 [5, с. 21, таблица 2.4], отдавая предпочтение первому ряду:

$$m_{te} = 3,5 \text{ мм.}$$

4.5.4 Определение предварительных значений углов делительных конусов

Известные данные для расчёта:

$$U = 3,43.$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Предварительные значения углов δ_2, δ_1 делительных конусов соответственно колеса 2 и шестерни 1 определим по формулам:

$$\delta_2 = \arctg(U); \quad (4.11)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (4.12)$$

Проведя вычисления по формулам (4.11), (4.12) с точностью до минуты, получим

$$\delta_2 = \arctg(3,43) = 73^\circ 43';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 73^\circ 43' = 17^\circ 16'.$$

4.5.5 Определение предварительного значения внешнего делительного диаметра d_{e1} шестерни

Известные данные для расчёта:

$$d_{m1} = 65,64 \text{ мм}; b = 33 \text{ мм}; \delta_1' = 17^\circ 16'.$$

Предварительное значение внешнего делительного диаметра d_{e1} шестерни определим по формуле

$$d_{e1} = d_{m1} + b \cdot \sin(\delta_1). \quad (4.13)$$

Все величины, входящие в правую часть выражения (4.13), известны. Проведя вычисления, получим

$$d_{e1} = 66,64 + 33 \cdot \sin(17^\circ 16') = 75,43 \text{ мм}.$$

4.5.6. Определение чисел зубьев z_1, z_2 шестерни и колеса

Известные данные для расчёта:

$$d_{e1} = 75,43 \text{ мм}; m_{te} = 3,5 \text{ мм}; U = 3,43.$$

Числа зубьев z_1, z_2 шестерни и колеса определим по формулам:

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}; \quad (4.14)$$

$$z_2 = z_1 \cdot U. \quad (4.15)$$

Проведём вычисления по формулам (4.14), (4.15):

$$z_1 = \frac{75,43}{3,5} = 21,55.$$

Полученное значение z_1 округлим до ближайшего целого числа:

$$z_1 = 22.$$

$$z_2 = 22 \cdot 3,43 = 75,46.$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.8 Проверочные расчёты зубчатой передачи

По результатам предварительных расчётов уточнено передаточное число U редуктора (было $U = 3,43$, стало $U = z_2/z_1 = 76/22 = 3,45$) и определены геометрические параметры шестерни 1 и колеса 2. Поэтому необходимо провести проверочные расчёты зубчатой передачи.

4.8.1 Расчёт на контактную выносливость

Известные данные для расчёта:

$$U = 3,45; d_{m1} = 67,83 \text{ мм}; ; b = 33 \text{ мм}; T_1 = 57,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$V = 5,11 \text{ м/с}; R_m = 121,96 \text{ мм}.$$

Формула проверочного расчёта имеет вид

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot U}} \leq [\sigma_H], \quad (4.17)$$

где σ_H , $[\sigma_H]$ – соответственно действительное и допускаемое контактные напряжения, МПа; z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев; z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колёс; z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; ω_{Ht} – удельная расчётная окружная сила, Н/мм; d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни 1, мм; U – передаточное число зубчатой передачи.

Значения U и d_{m1} в формуле (4.17) известны. Определим остальные величины в правой части этой формулы.

При угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ и зубчатых колёс без смещения величину коэффициента z_H определим по формуле

$$z_H = 1,77 \cdot \cos(\beta_m). \quad (4.18)$$

$$z_H = 1,77 \cdot \cos(35^\circ) = 1,45.$$

Для стальных зубчатых колёс величину коэффициента z_M по рекомендации [5, с. 25] принимаем

$$z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}.$$

Для конических зубчатых колёс величину коэффициента z_ε , учитывающего суммарную длину контактных линий, определим по формуле

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}}, \quad (4.19)$$

											Лист
											26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ						

где ε_a – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos(\beta_m). \quad (4.20)$$

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{76} \right) \right] \cdot \cos(35^\circ) = 1,32.$$

Тогда коэффициент z_ε , учитывающий суммарную длину контактных линий, будет равен

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,32}} = 0,87.$$

Удельную окружную расчётную силу ω_{Ht} определим по формуле

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (4.21)$$

где F_t – окружная сила, H ; b – ширина зубчатого венца, мм; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; K_{HV} – коэффициент, учитывающий возникающую в зацеплении динамическую нагрузку.

Окружную силу F_t определим по формуле

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}}, \quad (4.22)$$

где T_1 – крутящий момент на шестерне 1; d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни.

Вычислим значение окружной силы на шестерне:

$$F_t = \frac{2000 \cdot 57,1}{67,83} = 1683,62 \text{ Н.}$$

Значение коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, определяют по графикам [5, с. 20] в зависимости от твёрдости HV зубьев, коэффициента ψ_{bd} ширины зубчатого венца и схемы передачи. При консольном расположении зубчатого стального колеса с твёрдостью зубьев $HV \leq 350$, значении коэффициента ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = 0,5$ и расположении валов колёс в конических подшипниках принимают

$$K_{H\beta} = 1,15.$$

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

Величину коэффициента K_{HV} , учитывающего возникающую в зацеплении динамическую нагрузку в зацеплении, определим по формуле

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{Htp}}, \quad (4.23)$$

где ω_{HV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм; ω_{Htp} – удельная расчётная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации, Н/мм.

Удельную окружную динамическую силу ω_{HV} определим по формуле

$$\omega_{HV} = \frac{\delta_H \cdot g_o \cdot V}{U} \cdot \sqrt{R_m \cdot (U^2 + 1)}, \quad (4.24)$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи; g_o – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; V – окружная скорость; R_m – среднее конусное расстояние; U – передаточное число зубчатой передачи.

Величины V , R_m , U , входящие в правую часть выражения (4.24), определены ранее.

Величину коэффициента δ_H примем по [5, с. 26, таблица 2.7]. При твёрдости поверхностей $HV < 350$ и непрямых зубьях величина этого коэффициента равна

$$\delta_H = 0,002.$$

Величину коэффициента g_o примем по [5, с. 26, таблица 2.8]. Для зубьев с внешним окружным модулем $m_{te} \leq 3,5$ и степени точности 8 колеса значение этого коэффициента

$$g_o = 56.$$

Значения всех величин, входящих в правую часть формулы (4.24), определены. Вычислим значение окружной динамической силы:

$$\omega_{HV} = \frac{0,002 \cdot 56 \cdot 5,11}{3,45} \cdot \sqrt{121,96 \cdot ((3,45)^2 + 1)} = 6,71 \text{ Н/мм.}$$

Удельную расчётную окружную силу ω_{Htp} в зоне её наибольшей концентрации определим по формуле

$$\omega_{Htp} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta}. \quad (4.25)$$

$$\omega_{Htp} = \frac{1683,62}{33} \cdot 1,15 = 58,67 \text{ Н/мм.}$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Тогда величина коэффициента K_{HV} , учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, будет равна

$$K_{HV} = 1 + \frac{6,71}{58,67} = 1,11.$$

Вычислим удельную окружную расчётную силу по формуле (4.21):

$$\omega_{Ht} = \frac{1683,62}{33} \cdot 1,15 \cdot 1,11 = 65,13 \text{ Н/мм.}$$

Вычислим действительное контактное напряжение по формуле (4.17):

$$\sigma_H = 1,45 \cdot 275 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{65,13 \cdot \sqrt{(3,45)^2 + 1}}{0,85 \cdot 67,83 \cdot 3,45}} = 376,31 \text{ МПа.}$$

При проверочном расчёте зубчатой передачи действительные контактные напряжения σ_H не должны превышать допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ более чем на 5 %.

В проведённом расчёте это условие выполняется:

$$\sigma_H = 376,31 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 418,18 \text{ МПа.}$$

4.8.2 Расчёт на выносливость по напряжениям изгиба

Известные данные для расчёта:

$$z_1 = 22; z_2 = 76; \beta_m = 35^\circ; \delta_1 = 16^\circ 8'; \delta_2 = 73^\circ 52'.$$

Оценим предварительно относительную прочность зубьев шестерни и колеса. При расчёте конических колёс с круговыми зубьями их заменяют биэквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами. Для этого круговые зубья приводятся к прямым, а конические колёса – к цилиндрическим.

Определим числа зубьев z_{vn1} , z_{vn2} биэквивалентных прямозубых шестерни и колеса по формулам

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} \cdot (\cos(\beta_m))^3; \quad (4.26)$$

$$z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} \cdot (\cos(\beta_m))^3, \quad (4.27)$$

где β_m – угол наклона зуба.

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (4.30)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

Величина коэффициента $K_{F\beta}$ зависит от твёрдости зубьев, коэффициента ψ_{bd} , ширины зубчатого венца и схемы зубчатой передачи. По графику, приведенному в работе [4, с. 29], для твёрдости зубьев $HB \leq 350$ и коэффициенте ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = 0,5$ имеем

$$K_{F\beta} = 1,3.$$

Величину коэффициента K_{FV} определим по формуле

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{Ftp}}, \quad (4.31)$$

где ω_{FV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм; ω_{Ftp} – удельная расчётная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации, Н/мм.

Величину удельной окружной динамической силы определим по формуле

$$\omega_{FV} = \frac{\delta_F \cdot g_o \cdot V}{U} \cdot \sqrt{R_m \cdot (U^2 + 1)}, \quad (4.32)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи.

Для передач с прямыми зубьями принимают [5, с. 30]

$$\delta_F = 0,006.$$

Остальные величины в формуле (4.32) определены ранее.

Величина удельной окружной силы равна

$$\omega_{FV} = \frac{0,006 \cdot 56 \cdot 5,11}{3,45} \cdot \sqrt{121,96 \cdot ((3,45)^2 + 1)} = 19,73 \text{ Н/мм.}$$

Величину удельной расчётной окружной силы ω_{Ftp} в зоне её наибольшей концентрации определим по формуле

$$\omega_{Ftp} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta}. \quad (4.33)$$

Численное значение расчётной окружной силы равно

$$\omega_{Ftp} = \frac{1683,62}{33} \cdot 1,3 = 66,32 \text{ Н/мм.}$$

Величина коэффициента K_{FV} , учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, равна

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K_{FV} = 1 + \frac{19,73}{66,32} = 1,3.$$

Величину удельной расчётной окружной силы ω_{F_t} вычислим по формуле (4.30):

$$\omega_{F_t} = \frac{1683,72}{33} \cdot 1,3 \cdot 1,3 = 86,22 \text{ Н/мм.}$$

Вычислим величину действительного напряжения изгиба на зубе колеса:

$$\sigma_F = 3,6 \cdot 0,75 \cdot \frac{86,22}{0,85 \cdot 2,52} = 108,68 \text{ МПа.}$$

Из проведённого расчёта видно, что действительное напряжение $\sigma_F = 108,68 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 200,57 \text{ МПа}$. Это означает, что условие изгибной прочности соблюдается.

4.9 Определение усилий в зацеплении

Известные данные для расчёта:

$$\beta_m = 35^\circ; \delta_1 = 16^\circ 8'; \alpha = 20^\circ; d_{m1} = 67,83 \text{ мм}; T_1 = 57,1 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Силы взаимодействия между зубьями шестерни и колеса задают в виде составляющих по осям координат. В зацеплении конических зубчатых колёс действуют окружные F_t , радиальные F_r и осевые F_a силы, приложенные в полюсе зацепления Π на средней делительной окружности. Схема сил в зацеплении конической передачи приведена на рисунке 4.3. На рисунке шестерня и колесо условно разнесены.

Окружные силы F_{t1} , F_{t2} соответственно шестерни и колеса определим по формуле

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}}, \quad (4.34)$$

где T_1 , d_{m1} – соответственно крутящий момент на валу шестерни и средний делительный диаметр шестерни.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot 57,1}{67,83} = 1683,62 \text{ Н.}$$

Для шестерни окружная сила направлена по направлению вращения, а для колеса – против направления вращения.

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

Направления осевых сил в передаче с круговыми зубьями зависят от направления вращения шестерни и направления линии наклона зуба, которые определяют при наблюдении с вершины конуса.

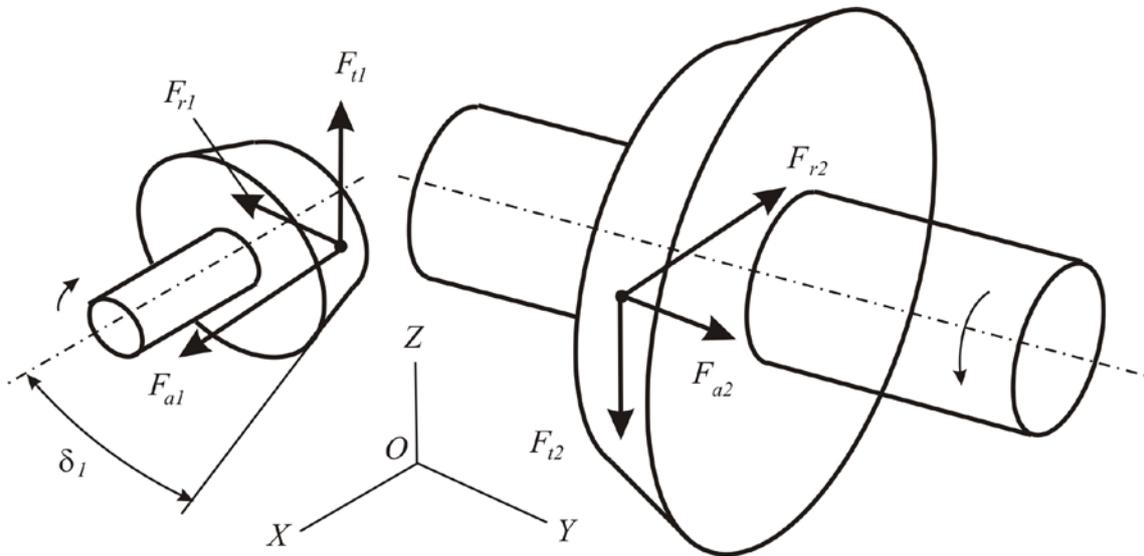


Рисунок 4.3 – Схема сил, приложенных к шестерне и колесу

Для расчёта радиальных F_{r1} , F_{r2} и осевых F_{a1} , F_{a2} сил на шестерне и колесе принимаем, что направление вращения шестерни происходит против хода часовой стрелки, а направление наклона зуба шестерни – правое.

При таких условиях радиальную силу F_{r1} определим по формуле

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_m)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \cos(\delta_1) - \sin(\beta_m) \cdot \sin(\delta_1)). \quad (4.35)$$

$$F_{r1} = \frac{1683,62}{\cos(35^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(16^\circ 8') - \sin(35^\circ) \cdot \sin(16^\circ 8')) = \\ = 390,58 \text{ Н.}$$

Осевую силу на шестерне F_{a1} определим по формуле

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_m)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_m) \cdot \cos(\delta_1)). \quad (4.36)$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_{cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_{kp}}}, \quad (5.1)$$

где T – крутящий момент, $H \cdot м$; $[\tau]_{kp}$ – пониженное значение допустимого напряжения на кручение, $МПа$.

Для стальных валов при предварительном определении ориентировочного диаметра d_{cp} принимают

$$[\tau]_{kp} = 20 \text{ МПа.}$$

По формуле (5.1) вычислим значения ориентировочных диаметров d_{1cp} , d_{2cp} валов соответственно шестерни и колеса:

$$d_{1cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_{kp}}};$$

$$d_{1cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{57,1}{0,2 \cdot 20}} = 24 \text{ мм};$$

$$d_{2cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_{kp}}};$$

$$d_{2cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{184,1}{0,2 \cdot 20}} = 36 \text{ мм.}$$

5.2 Разработка эскизной компоновки валов в редукторе

Известные данные для расчёта:

$$T_2 = 184,1 \text{ мм}; d_{1cp} = 24 \text{ мм}; d_{2cp} = 36 \text{ мм.}$$

Рекомендуемая толщина δ стенки редуктора определена по формуле

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_{max}} \geq 7 \text{ мм},$$

где $T_{max} = T_2$ – крутящий момент на тихоходном валу редуктора, $H \cdot м$.

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 184,1} = 4,14 \text{ мм.}$$

Определённая по формуле толщина стенки редуктора ($\delta = 4,14 \text{ мм}$) меньше значения рекомендуемой величины ($\delta = 7 \text{ мм}$), которая определена из условий технологии литейного производства. Поэтому принимаем

$$\delta = 7 \text{ мм.}$$

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Расстояние a_2 от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса

$$a_2 = 1 \dots 1,5 \cdot \delta;$$
$$a_2 = 1,25 \cdot 7 = 9 \text{ мм.}$$

Расстояние от торца подшипника до внутренней стенки корпуса редуктора

$$a_1 = 0,5 \cdot \delta;$$
$$a_1 = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ мм.}$$

Длина L_{cm} ступицы колеса

$$L_{cm} = 1,2 \cdot d_{2cp};$$
$$L_{cm} = 1,2 \cdot 36 = 43 \text{ мм.}$$

Ширина B подшипника качения определена по формуле

$$B = 0,5 \cdot d_{cp}.$$

Для быстроходного вала редуктора:

$$B_1 = 0,5 \cdot d_{1cp};$$
$$B_1 = 0,5 \cdot 24 = 12 \text{ мм.}$$

Для тихоходного вала редуктора:

$$B_2 = 0,5 \cdot d_{2cp};$$
$$B_2 = 0,5 \cdot 36 = 18 \text{ мм.}$$

Расстояния между подшипниками быстроходного вала:

$$l_1 = (2,5 \dots 3) \cdot d_{1cp};$$
$$l_2 = 3 \cdot 24 = 72 \text{ мм.}$$

Расстояние от поверхности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса (крышки) редуктора

$$\Delta \geq 2 \cdot \delta;$$
$$\Delta \geq = 2 \cdot 7 \geq 14 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$\Delta = 15 \text{ мм.}$$

При построении эскизной компоновки определены размеры:
 $a = 60 \text{ мм}; b = 105 \text{ мм}; l = 165 \text{ мм.}$

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

6 Расчёт тихоходного вала редуктора

6.1 Расчёт на статическую прочность

Исходные данные для расчёта:

$$d_{m2} = 234,14 \text{ мм}; a = 60 \text{ мм}; b = 105 \text{ мм}; l = 165 \text{ мм};$$

$$T_2 = 184,1 \text{ Н}\cdot\text{м}; F_{t2} = 1683,62 \text{ Н}; F_{r2} = 1342,37 \text{ Н}; F_{a2} = 390,58 \text{ Н}.$$

На рисунке 6.1 представлена расчётная схема тихоходного вала редуктора.

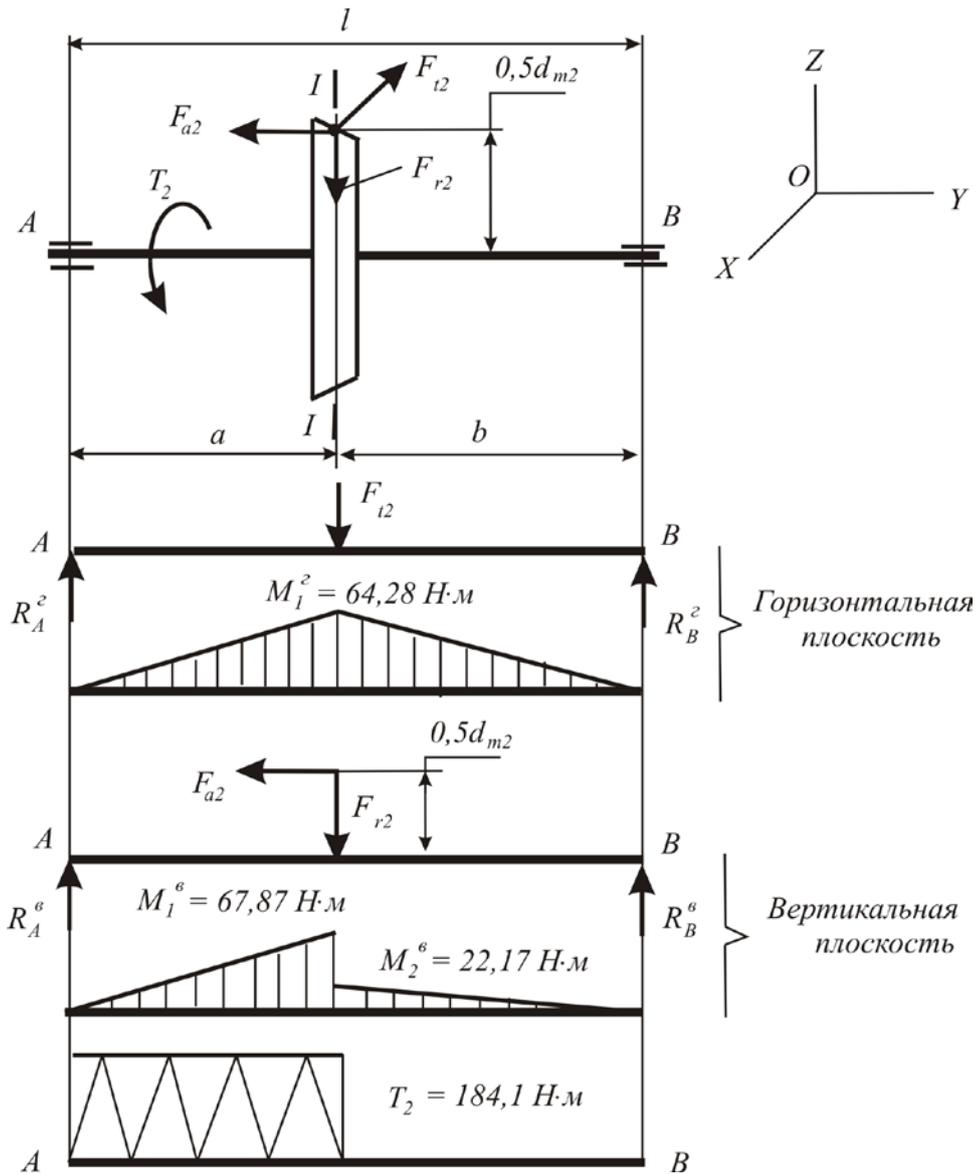


Рисунок 6.1 – Расчетная схема тихоходного вала, эпюры изгибающих моментов и крутящего момента

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вал рассматривается как балка на шарнирных опорах. На вал действуют следующие силы, которые были определены при расчёте зубчатой передачи: F_{t2} – окружная сила; F_{r2} – радиальная сила; F_{a2} – осевая сила. Размеры a , b и l определены при построении эскизной компоновки. Средний делительный диаметр колеса d_{m2} определён при расчёте зубчатой передачи.

Как видно из рисунка 6.1, векторы сил расположены в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, которые условно называют горизонтальной и вертикальной. Плоскость, в которой расположены векторы сил F_{a2} , F_{r2} , будем называть вертикальной (плоскость листа), а плоскость, в которой расположен вектор силы F_{t2} , – горизонтальной. На расчётных параметрах вертикальную плоскость будем обозначать индексом «в», а горизонтальную – индексом «г».

Определим реакции в опорах А и В, действующие в горизонтальной плоскости. Для этого составим суммы моментов сил $\sum M_A^g$, $\sum M_B^g$, приложенных к валу относительно точек А и В, и приравняем их к нулю:

$$\begin{aligned}\sum M_A^g &= 0 = R_B^g \cdot l - F_{t2} \cdot a = 0; \\ \sum M_B^g &= 0 = -R_A^g \cdot l + F_{t2} \cdot b = 0.\end{aligned}$$

Решая эти уравнения относительно R_B^g, R_A^g , получим

$$\begin{aligned}R_B^g &= \frac{F_{t2} \cdot a}{l}; \\ R_B^g &= \frac{1683,62 \cdot 0,06}{0,165} = 612,23 \text{ Н}; \\ R_A^g &= \frac{F_{t2} \cdot b}{l}; \\ R_A^g &= \frac{1683,62 \cdot 0,105}{0,165} = 1071,39 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Определим изгибающие моменты M_1^g, M_2^g в горизонтальной плоскости в сечении I–I, где расположено коническое зубчатое колесо:

$$\begin{aligned}M_1^g &= R_A^g \cdot a; \\ M_1^g &= 1071,39 \cdot 0,06 = 64,28 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_2^g &= R_B^g \cdot b; \\ M_2^g &= 612,23 \cdot 0,105 = 64,28 \text{ Н}\cdot\text{м}.\end{aligned}$$

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Определим реакции в опорах А и В, действующие в вертикальной плоскости. Для этого составим суммы моментов сил $\sum M_A^e$, $\sum M_B^e$, приложенных к валу относительно точек А и В, и приравняем их к нулю:

$$\begin{aligned}\sum M_A^e = 0 &= R_B^e \cdot l - F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_{m2}) = 0; \\ \sum M_B^e = 0 &= -R_A^e \cdot l + F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_{m2}) = 0.\end{aligned}$$

Решая эти уравнения относительно R_B^e , R_A^e , получим

$$R_B^e = \frac{F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_{m2})}{l};$$

$$R_B^e = \frac{1342,37 \cdot 0,06 - 390,58 \cdot (0,5 \cdot 0,234)}{0,165} = 211,18 \text{ Н};$$

$$R_A^e = \frac{F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_{m2})}{l};$$

$$R_A^e = \frac{1342,37 \cdot 0,105 + 390,58 \cdot (0,5 \cdot 0,234)}{0,165} = 1131,19 \text{ Н}.$$

Определим изгибающие моменты M_1^e , M_2^e в вертикальной плоскости в сечении I–I:

$$M_1^e = R_A^e \cdot a;$$

$$M_1^e = 1131,19 \cdot 0,06 = 67,87 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_2^e = R_B^e \cdot b;$$

$$M_2^e = 211,18 \cdot 0,105 = 22,17 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Нетрудно видеть, что в опорах изгибающие моменты равны нулю.

По полученным значениям строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также эпюру крутящего момента.

Анализ этих эпюр показывает, что сечение I–I является опасным, так как в этом сечении действует наибольший суммарный изгибающий момент M_Σ . Определим величину этого момента по формуле

$$M_\Sigma = \sqrt{(M_1^e)^2 + (M_2^e)^2}. \quad (6.1)$$

$$M_\Sigma = \sqrt{(64,28)^2 + (67,87)^2} = 93,48 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приведённый момент M_{np} в опасном сечении вала определим по формуле

						ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			40

$$M_{np} = \sqrt{(M_{\Sigma})^2 + (T_2)^2}, \quad (6.2)$$

где T_2 – крутящий момент, передаваемый тихоходным валом. Величина его определена ранее.

$$M_{np} = \sqrt{(93,48)^2 + (181,4)^2} = 206,47 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Материал вала и допускаемых напряжений принят по рекомендациям [5]. Согласно этим рекомендациям для редукторов общего машиностроения рекомендуется сталь 45 улучшенная, отличающаяся хорошей обрабатываемостью. Из [5, с. 19, таблица 2] имеем следующие физико-механические свойства стали 45 улучшенной: допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma]_u = 60...70 \text{ МПа}$; предел прочности $\sigma_s = 780 \text{ МПа}$. Принимаем для расчёта $[\sigma]_u = 65 \text{ МПа}$.

Диаметр d_2 тихоходного вала в опасном сечении определим по формуле

$$d_2 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{np}}{[\sigma]_u}}. \quad (6.3)$$

$$d_2 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 206,47 \text{ М}_{np}}{65}} = 31,67 \text{ мм}.$$

В сечении I – I тихоходного вала находится шпоночный паз. Учитывая ослабление вала в рассчитываемом сечении за счёт шпоночного паза, увеличим диаметр d_2 на 5 %. Тогда

$$d_2 = 31,67 \cdot 1,05 = 33,25 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду [5, с. 19, таблица 3] округлим значение d_2 до целого числа. Принимаем

$$d_2 = 34 \text{ мм}.$$

Под посадку подшипников рассчитаем диаметр цапф по формуле

$$d_u = d_2 - (2...5).$$

Начиная с 20 мм, внутренний диаметр подшипников кратен цифре 5. Исходя из этого, имеем

$$d_u = 34 - 4 = 30 \text{ мм}.$$

6.2 Расчёт на выносливость

Известные данные для расчёта:

$$d_2 = 34 \text{ мм}; F_{a2} = 390,58 \text{ Н}; \sigma_s = 780 \text{ МПа}.$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Расчёт вала на выносливость заключается в том, что для опасного из условия выносливости сечения определяют действительный коэффициент n запаса усталостной прочности и сравнивают его с допускаемым коэффициентом $[n]$ запаса прочности [5].

Общий коэффициент запаса усталостной прочности при действии изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении определим по формуле

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \geq [n], \quad (6.4)$$

где n_σ – запас прочности по нормальным напряжениям изгиба; n_τ – запас прочности по касательным напряжениям от кручения; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности.

Величину коэффициента усталостной прочности принимают равной

$$[n] = 1,5 \dots 2,5.$$

Запас прочности n_σ при действии одних изгибающих моментов определяется по формуле

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (6.5)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом без концентрации напряжений, МПа; K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе; ε_σ – масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при изгибе; σ_a – амплитуда колебаний цикла при изгибе, МПа; ψ_σ – коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному; σ_m – среднее напряжение цикла при изгибе, МПа.

Предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом без концентрации напряжений σ_{-1} определяется по формуле

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b; \quad (6.6)$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 780 = 335,4 \text{ МПа}.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для валов со шпоночной канавкой при изгибе K_σ по рекомендации [5, с. 20, таблица 5] принимаем

						ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			42

$$K_{\sigma} = 2,01.$$

Масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала ($d_2 = 34 \text{ мм}$) на изменение пределов выносливости при изгибе ε_{σ} [5, с.24, таблица 8], принимаем

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,81.$$

Коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному ψ_{σ} по рекомендации [5, с. 24, таблица 9] принимаем

$$\psi_{\sigma} = 0,10.$$

Амплитуду колебаний цикла при изгибе σ_a определим по формуле

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_u} \cdot 10^3, \quad (6.7)$$

где M_u – изгибающий момент в рассматриваемом сечении, $H \cdot м$; W_u – момент сопротивления изгибу в этом сечении, $мм^3$.

Для круглого сечения момент сопротивления изгибу W_u тихоходного вала со шпоночной канавкой вычислим по формуле [5, с. 25, таблица 10]

$$W_u = \frac{\pi \cdot (d_2)^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2}, \quad (6.8)$$

где d_2 – диаметр вала $мм$; b – ширина шпоночного паза, $мм$; t_1 – глубина шпоночного паза, $мм$.

По справочным данным [2, с. 334, таблица 11.23] для $d_2 = 34 \text{ мм}$ имеем

$$b = 10 \text{ мм};$$

$$t_1 = 5 \text{ мм}.$$

При этих данных момент сопротивления изгибу равен

$$W_u = \frac{3,14 \cdot (34)^3}{32} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (34 - 5)^2}{2 \cdot 34} = 3238,33 \text{ мм}^3.$$

Вычислим амплитуду колебаний цикла при изгибе σ_a по формуле (6.7):

$$\sigma_a = \frac{93,48}{3238,33} \cdot 10^3 = 28,87 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла при изгибе σ_m определим по формуле

$$\sigma_m = \frac{F_a}{(\pi \cdot (d_2)^2 / 4)}. \quad (6.9)$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_m = \frac{390,58}{(3,14 \cdot (34)^2 / 4)} = 0,43 \text{ МПа.}$$

Вычислим запас прочности n_σ при действии одних изгибающих моментов по формуле (6.5):

$$n_\sigma = \frac{335,4}{\frac{2,01}{0,81} \cdot 28,87 + 0,10 \cdot 0,43} = 4,68.$$

Запас прочности n_τ при действии напряжений кручения определим по формуле

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.10)$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом без концентрации напряжений, МПа; K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; ε_τ – масштабный фактор для напряжения кручения; τ_a – амплитуда колебаний цикла при кручении, МПа; ψ_τ – коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному; τ_m – среднее напряжение цикла при кручении, МПа.

Предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом без концентрации напряжений τ_{-1} определим по формуле

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}.$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 335,4 = 194,53 \text{ МПа.}$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений тихоходного вала со шпоночной канавкой при кручении K_τ по рекомендации [5 с. 22, таблица 5] принимаем

$$K_\tau = 1,88.$$

Масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при кручении ε_τ [5, с. 24, таблица 8], принимаем

$$\varepsilon_\tau = 0,81.$$

Коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному ψ_τ [5, с. 24, таблица 9] принимаем

$$\psi_\tau = 0,05.$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Поскольку момент, передаваемый валом, в большинстве случаев колеблется по величине, исходим из наиболее неблагоприятного случая знакопостоянного цикла, принимая, что напряжение кручения изменяется по пульсирующему циклу. Тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_{кр}} \cdot 10^3, \quad (6.11)$$

где T_2 – крутящий момент в рассматриваемом сечении тихоходного вала, $H \cdot м$; $W_{кр}$ – момент сопротивления рассчитываемого сечения при кручении, $мм^3$.

Для круглого сечения вала со шпоночной канавкой момент сопротивления при кручении $W_{кр}$ вычислим по формуле [5, с. 25, таблица 10]

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot (d_2)^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2}. \quad (6.12)$$

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot (34)^3}{16} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (34 - 5)^2}{2 \cdot 34} = 7095,03 \text{ мм}^3.$$

Тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{184,1}{2 \cdot 7095,03} \cdot 10^3 = 12,97 \text{ МПа}.$$

Вычислим запас прочности n_τ при действии напряжений кручения по формуле (6.10):

$$n_\tau = \frac{194,53}{\frac{1,88}{0,81} \cdot 12,97 + 0,05 \cdot 12,97} = 6,38.$$

По формуле (6.4) вычислим общий коэффициент запаса усталостной прочности n в опасном сечении вала при действии изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{4,68}\right)^2 + \left(\frac{1}{6,38}\right)^2}} = 3,85.$$

Сравним величины расчётного коэффициента запаса усталостной прочности n и допускаемого коэффициента $[n] = 1,5 \dots 2,5$:

$$n = 3,85 > [n] = 1,5 \dots 2,5.$$

Таким образом, результаты расчётов могут быть использованы при дальнейших проектировочных работах.

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7 Выбор подшипников качения

При выборе типоразмера (номера) подшипника качения, соответствующего заданным условиям работы, учитываются следующие факторы: величина и направление нагрузки (радиальная, осевая или комбинированная); характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная или ударная); частота вращения кольца; необходимая долговечность, желаемый срок службы, выраженный в часах или миллионах оборотов; условия окружающей среды (температура, влажность, запылённость и т. п.). Для приводов общего назначения рекомендуется выбирать подшипники класса точности 0.

Выбор подшипника качения сводится к определению конкретного типоразмера подшипника, соответствующего своей динамической или статической грузоподъёмности [6].

Выполним подробный расчёт для подшипников тихоходного вала.

7.1 Определение внешних нагрузок, действующих на подшипник

Известные данные для расчёта:

$$R_A^z = 1071,39 \text{ Н}; R_A^e = 1131,19 \text{ Н}; R_B^z = 612,23 \text{ Н};$$

$$R_B^e = 211,18 \text{ Н}; F_a = 390,58 \text{ Н}.$$

На рисунке 7.1 приведена расчётная схема сил, действующих на подшипники тихоходного вала. Согласно расчётной схеме на роликовые подшипники, установленные враспор, действуют осевые и радиальные силы. Расчёт проведён по формулам методических указаний [6].

Суммарную радиальную нагрузку F'_{rA} , приложенную к подшипнику опоры А, определим по формуле

$$F'_{rA} = \sqrt{(R_A^z)^2 + (R_A^e)^2}. \quad (7.1)$$

$$F'_{rA} = \sqrt{(1071,39)^2 + (1131,19)^2} = 1558 \text{ Н}.$$

Суммарную радиальную нагрузку F'_{rB} , приложенную к подшипнику опоры В, определим по формуле

$$F'_{rB} = \sqrt{(R_B^z)^2 + (R_B^e)^2}. \quad (7.2)$$

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

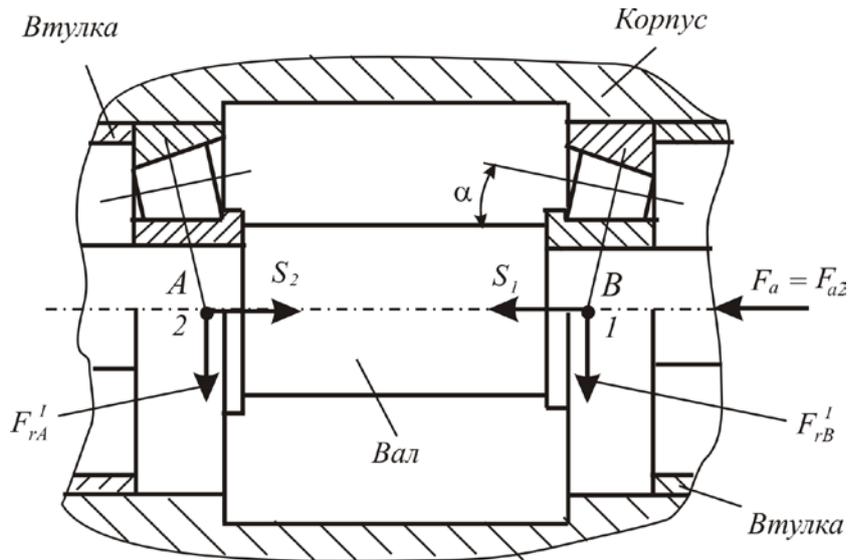


Рисунок 7.1 – Схема сил, действующих на подшипники тихоходного вала редуктора

$$F'_{rB} = \sqrt{(612,23)^2 + (211,18)^2} = 547 \text{ Н.}$$

Внешняя осевая нагрузка F_a на подшипнике равна осевой силе F_{a2} , приложенной к коническому колесу:

$$F_a = F_{a2} = 390,58 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка F_a действует на подшипник опоры А.

7.2 Выбор типа подшипника качения

Тип подшипника выбирается в зависимости от величины отношения $\frac{F_a}{F'_r}$ осевой и радиальной нагрузок. Определим это отношение для наиболее нагруженного подшипника опоры А.

$$\frac{F_a}{F'_{rA}} = \frac{390,58}{1558} = 0,25.$$

В соответствии с рекомендациями ($\frac{F_a}{F'_r} \geq 0,25$) главы 2 методических указаний [6] следует использовать радиально-упорные шариковые или конические роликоподшипники. Выбираем более дешёвые конические роликоподшипники, что и отражено на рисунке 7.1.

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7.3 Предварительный выбор типоразмера подшипника

Известные данные для расчёта:

$$d_{ц} = 30 \text{ мм.}$$

Учитывая диаметр цапфы вала ($d_{ц} = 30 \text{ мм}$), выбираем из справочных таблиц [1, с. 465] роликовый конический однорядный подшипник лёгкой серии и повышенной грузоподъёмности – подшипник 7206А ГОСТ 27365–87. На рисунке 7.2 приведено обозначение геометрических параметров конического однорядного подшипника.

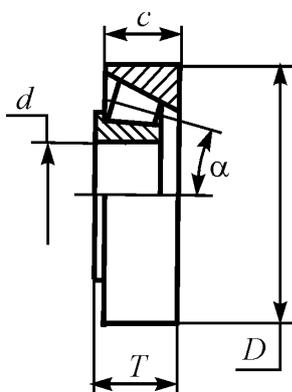


Рисунок 7.2 – Геометрические параметры конического подшипника

Этот подшипник имеет следующие параметры: диаметр внутреннего кольца $d = 30 \text{ мм}$; диаметр наружного кольца $D = 62 \text{ мм}$; угол контакта $\alpha = 12...16^\circ$; монтажная высота $T = 17,5 \text{ мм}$; ширина наружного кольца $c = 14 \text{ мм}$; динамическая грузоподъёмность $C = 38000 \text{ Н}$; статическая грузоподъёмность $C_o = 25500 \text{ Н}$.

7.4 Определение требуемой долговечности подшипника

Известные данные для расчёта:

$$t = 7884 \text{ ч.}$$

Требуемую долговечность L_{mp} подшипника принимаем равной времени t работы привода:

$$L_{mp} = t = 7884 \text{ ч.}$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7.5 Определение расчётной долговечности подшипника

Известные данные для расчёта:
 $C = 38000 \text{ Н}; n = n_2 = 420,20 \text{ об/мин};$
 $F'_{rA} = 1558 \text{ Н}; F'_{rB} = 547 \text{ Н}.$

Расчётную долговечность L_h подшипника в часах определим по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^\rho, \quad (7.3)$$

где n – частота вращения вращающегося кольца, об/мин; C – табличное значение динамической грузоподъёмности, Н; P – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка, Н; ρ – степенной показатель.

Для роликоподшипников принимают $\rho = 3,33$.

Величину динамической эквивалентной радиальной нагрузки P определим по формуле

$$P = (X \cdot V \cdot F'_r + Y \cdot F'_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (7.4)$$

где F'_r, F'_a – радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н; V – коэффициент вращения колец относительно вектора нагрузки; K_B – коэффициент динамической нагрузки; K_T – температурный коэффициент; X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

При вращении внутреннего кольца величина коэффициента вращения колец относительно вектора нагрузки равна

$$V = 1.$$

Для редукторов всех конструкций с зубчатыми передачами 7-й и 8-й степеней точности величину динамического коэффициента принимают [6, с. 8, таблица 1]

$$K_B = 1,4.$$

В условиях работы редуктора при температуре, которая ниже 100°C , величина температурного коэффициента [6, с. 8, таблица 2]

$$K_T = 1.$$

Величины коэффициентов X, Y определяют в зависимости от безразмерной величины e , зависящей от угла α подшипника, а также отношения расчётной осевой нагрузки на подшипник F'_a к его статической грузоподъёмности C_o .

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ					

Для роликовых конических однорядных подшипников имеем [6, с. 9, таблица 3]

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha);$$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(14^\circ) = 0,37.$$

Расчётную осевую нагрузку F'_a , действующую на радиально-упорные подшипники, определим с учётом внешнего осевого усилия F_a и осевых составляющих S , при действии на эти подшипники расчётной радиальной нагрузки F'_r (см. рисунок 7.1). Как видно из этого рисунка, осевая нагрузка F'_a действует на подшипник опоры А. Согласно общепринятой в расчётной практике методике подшипнику этой опоры присваиваем номер 2, а подшипнику опоры В – номер 1.

Для подшипника 1 (опора В) имеем

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F'_{rB};$$

$$S_1 = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 547 = 168 \text{ Н.}$$

Для подшипника 2 (опора А) имеем

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F'_{rA};$$

$$S_2 = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1558 = 478,5 \text{ Н.}$$

Так как выполнены условия

$$S_1 < S_2 \text{ и } F'_a > S_2 - S_1$$

$$(F'_a = 390,58 \text{ Н}; S_2 - S_1 = 478,5 - 168 = 310,5 \text{ Н}),$$

то расчётные осевые нагрузки F'_{a1}, F'_{a2} для подшипников 1 и 2 определим по формулам [6, с. 10, таблица 4]

$$F'_{a1} = S_1; F'_{a1} = 168 \text{ Н};$$

$$F'_{a2} = S_1 + F'_a; F'_{a2} = 168 + 390,59 = 558,6 \text{ Н.}$$

Все дальнейшие расчёты ведём для наиболее загруженного подшипника 2 (опора А), так как действующие на него радиальная и осевая нагрузки превышают соответствующие нагрузки на подшипник 1 (опора В).

Числовые значения коэффициентов X, Y радиальной и осевой нагрузок зависят от величины отношения $\frac{F'_a}{V \cdot F'_r}$, которое сравнивают с величиной e [6].

Для подшипника 2 (опора А) имеем

$$\frac{F'_{a2}}{V \cdot F'_{rA}} = \frac{558,6}{1 \cdot 1558} = 0,35 < e = 0,37.$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

При таком соотношении сравниваемых величин имеем [6, с. 9, таблица 3]

$$\begin{aligned} X &= 1; \\ Y &= 0. \end{aligned}$$

Вычислим величину динамической эквивалентной радиальной нагрузки P по формуле

$$\begin{aligned} P &= (X \cdot V \cdot F'_{rA} + Y \cdot F'_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T. \\ P &= (1 \cdot 1 \cdot 1558 + 0 \cdot 558,6) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2181,2 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (7.5)$$

Вычислим расчётную долговечность выбранного подшипника по формуле (7.3):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 420,20} \cdot \left(\frac{38000}{2181,2} \right)^{3,33} = 53837 \text{ ч}.$$

Так как условие $L_h = 53837 \text{ ч} \geq L_{mp} = 7884 \text{ ч}$ выполнено, то подшипник 7206А ГОСТ 27365–87 подходит для проектируемого редуктора.

Подшипники для быстроходного вала выберем из конструктивных соображений. Известно, что ориентировочный расчёт валов редукторов на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению кручения по формуле (5.1) определяет диаметры выходных концов валов. Исходя из этого, при полученном нами в подразделе 5.1 значении ориентировочного диаметра быстроходного вала $d_{1cp} = 24 \text{ мм}$ примем диаметр цапф этого вала $d_{ц} = 25 \text{ мм}$ и в соответствии с этим выберем по справочнику [1, с. 465] роликовый конический подшипник лёгкой серии 7205А ГОСТ 27365–87.

Этот подшипник имеет следующие параметры: диаметр отверстия внутреннего кольца $d = 25 \text{ мм}$; внешний диаметр наружного кольца $D = 52 \text{ мм}$; динамическая грузоподъёмность $C = 24000 \text{ Н}$; статическая грузоподъёмность $C_o = 17500 \text{ Н}$; угол контакта $\alpha = 12 \dots 16^\circ$.

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8 Выбор стандартной муфты

Известные данные для расчёта:

$$T = T_1 = 57,1 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Для соединения вала двигателя с входным валом редуктора выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (МУВП), так как она защищает узлы передачи от ударных нагрузок. На рисунке 8.1 приведены обозначения геометрических параметров этой муфты.

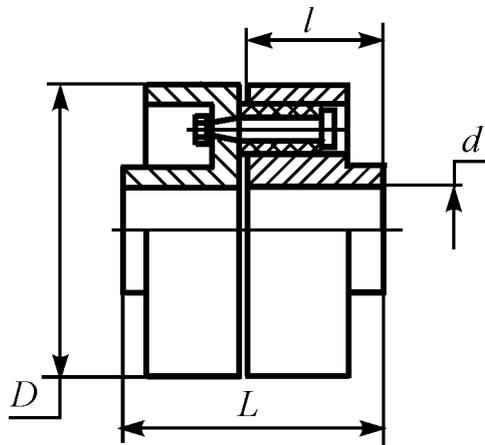


Рисунок 8.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Выбор производят с учётом диаметров соединяемых валов и соблюдением условия

$$T_p = K_p \cdot T \leq [T], \quad (8.1)$$

где T_p – расчётный крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $T = T_1$ – номинальный крутящий момент вала, на котором устанавливается муфта, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $[T]$ – допускаемый муфтой крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; K_p – коэффициент динамичности, учитывающий условия эксплуатации машины, для которой проектируется привод.

Будем считать, что рассматриваемый нами привод предназначен для грузоподъёмного крана, для которого $K_p = 3 \dots 4$ [7, с. 9, таблица 1]. Исходя из этого примем $K_p = 3$.

Тогда

$$T_p = 3 \cdot 57,1 = 171,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

									Лист
									52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ				

По ГОСТ 21424–93 [2, с. 505] и по условию (8.1) выбираем муфту с допускаемым крутящим моментом $[T] = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и диаметром посадочного отверстия $d = 38 \text{ мм}$.

$$T_p = 171,3 \text{ Н}\cdot\text{м} < [T] = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, для соединения валов электродвигателя и редуктора выбрана муфта упругая втулочно-пальцевая с допускаемым крутящим моментом $250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и диаметром посадочного отверстия $d = 38 \text{ мм}$ исполнения 1 (с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов), климатическое исполнение У (для умеренного климата), категория размещения 3 (для закрытых помещений с естественной вентиляцией).

Условное обозначение муфты: муфта упругая втулочно-пальцевая 250–38–1.1 ГОСТ 21424–93.

Геометрические параметры муфты: $D = 140 \text{ мм}$; $d = 38 \text{ мм}$; $L = 165 \text{ мм}$; $l = 80 \text{ мм}$.

Диаметр посадочного отверстия выбранной муфты соответствует диаметру выходного участка вала электродвигателя. Чтобы осуществить соединение муфты с выходным участком быстроходного вала, диаметр которого меньше, по соответствующему заказу на поставку стандартной муфты будет получена муфта, одна из полумуфт которой имеет диаметр посадочного отверстия, равный диаметру выходного участка быстроходного вала. В этом случае в условном обозначении муфты указываются оба посадочных диаметра. Для реализации указанного соединения возможно также применение промежуточной втулки, которая располагается между поверхностью выходного участка быстроходного вала и поверхностью отверстия в полумуфте.

											Лист
											53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ						

9 Выбор шпонок и проверочный расчёт на прочность

9.1 Выбор шпонки для соединения конического колеса и тихоходного вала

Выбираем призматическую шпонку исполнения 2 (с плоскими торцами) по ГОСТ 23360–78. Для вала, посадочный диаметр которого $d_2 = 34$ мм, согласно [1, с. 476, таблица 24.29] шпонка имеет следующие размеры поперечного сечения: ширина $b = 10$ мм; высота $h = 8$ мм.

Глубина шпоночного паза вала $t_1 = 5$ мм; глубина шпоночного паза ступицы колеса $t_2 = 3,3$ мм (рисунок 9.1).

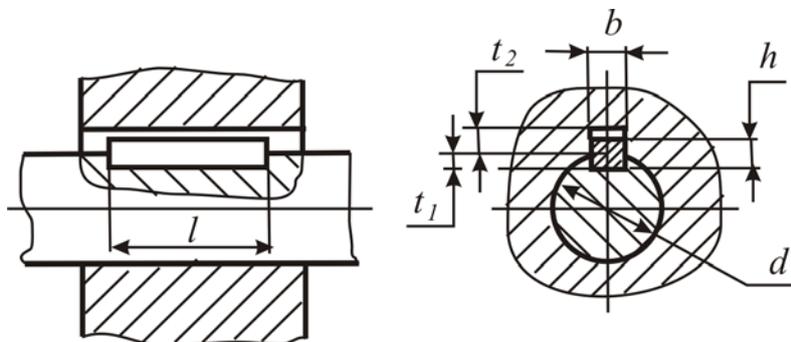


Рисунок 9.1 – Геометрические параметры шпоночных пазов по ГОСТ 23360–78

Длину l шпонки принимаем по рекомендации

$$l = 0,8 \cdot L_{cm},$$

где L_{cm} – длина ступицы конического колеса.

Из эскизной компоновки имеем $L_{cm} = 43$ мм. Тогда

$$l = 0,8 \cdot L_{cm} = 0,8 \cdot 43 = 34,4 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда [1, с. 476, таблица 24.49] принимаем

$$l = 36 \text{ мм.}$$

Рассчитаем шпонку на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (9.1)$$

						Лист
					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ – соответственно расчётное и допускаемое напряжения смятия, МПа; T – передаваемый шпонкой крутящий момент, Н·м; d – диаметр вала, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм.

Для шпонки исполнения 2 рабочая длина шпонки равна общей длине шпонки:

$$l_p = l = 36 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение стальной ступицы колеса

$$[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ МПа.}$$

Вычислим расчётное напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 184,1}{34 \cdot (8 - 5) \cdot 36} = 100,27 \text{ МПа.}$$

Шпонку можно применить, так как расчётное напряжение не превышает допускаемого напряжения:

$$\sigma_{см} = 100,27 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Условное обозначение шпонки: шпонка 2–10×8×36 ГОСТ 23360–78.

9.2 Выбор шпонки для соединения шестерни и быстроходного вала

Выбираем призматическую шпонку исполнения 2 по ГОСТ 23360–78. Для вала, посадочный диаметр которого $d_1 = 24$ мм, рекомендуется шпонка 2–8×7×28 ГОСТ 23360–78.

Шпонка имеет следующие размеры: ширина $b = 8$ мм; высота $h = 7$ мм; длина $l = 28$ мм. Глубина шпоночного паза вала $t_1 = 4$ мм; глубина шпоночного паза ступицы колеса $t_2 = 3,3$ мм.

Рассчитаем шпонку на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 57,1}{24 \cdot (7 - 4) \cdot 20} = 79,3 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

Шпонка подходит, так как расчётное напряжение не превышает допускаемого напряжения.

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

10 Смазывание деталей и узлов редуктора

10.1 Смазывание зубчатой передачи

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии необходимо обеспечить надёжное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания конической зубчатой передачи применена картерная система. В корпус редуктора заливаем масло так, чтобы венец зубчатого колеса был в него погружён. Зубчатое колесо при вращении увлекает масло, разбрызгивая его внутри корпуса редуктора. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется масляный туман, который покрывает поверхности расположенных внутри корпуса деталей.

Требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения σ_H и окружной скорости V . Так как контактное напряжение $\sigma_H = 376,31 \text{ МПа}$ и окружная скорость $V = 5,11 \text{ м/с}$, то требуемая вязкость масла [1, с. 200, таблица 11.1] равна $22 \text{ мм}^2/\text{с}$. Согласно этой величине вязкости принимаем марку масла И-Л-А-22 ГОСТ 20799-88 [1, с. 200, таблица 11.2].

10.2 Смазывание подшипников качения

Смазывание подшипников качения тихоходного вала редуктора осуществляется брызгами масла. Так как окружная скорость зубчатых колёс $V > 1 \text{ м/с}$, то брызгами масла покрыты все детали передачи и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с зубчатых колёс, валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Смазывание подшипников качения быстроходного вала редуктора осуществляется пластичным смазочным материалом ЦИАТИМ-201 ГОСТ 6267-74, который подаётся к подшипникам через пресс-маслёнку.

10.3 Смазочные устройства

Для замены масла в корпусе редуктора предусмотрено сливное отверстие, закрываемое маслоспускной пробкой с цилиндрической резьбой.

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ					

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе установлен маслоуказатель жезловый.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применена пресс-маслёнка «Маслёнка 1.2 Ц.6 ГОСТ 19853–74».

В корпусе редуктора для осмотра зубчатых колёс и залива новой порции масла предусмотрен люк.

При длительной работе редуктора в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. При интенсивном тепловыделении это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутренняя полость корпуса сообщена с внешней средой путём установки отдушины.

10.4 Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги.

В проектируемом приводе подшипники качения смазываются как жидким, так и пластичным смазочным материалом, поэтому для предохранения от вытекания смазочного материала применили манжетные уплотнения и маслоудерживающие кольца.

Под пробку маслоспускную с цилиндрической резьбой поставлена уплотняющая прокладка, так как цилиндрическая резьба не создаёт надёжного уплотнения.

					<i>ДМ 09-10.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

11 Обоснование принятых посадок в соединениях редуктора

В соединении валов с зубчатыми колёсами передача крутящего момента осуществляется обычно посредством шпонок. Чтобы в таком соединении избежать скольжения поверхностей вала и отверстия, применение посадок по цилиндрическим поверхностям с зазором недопустимо, а переходных посадок нежелательно. Поэтому на посадочных поверхностях вала и отверстия следует создавать натяг, гарантирующий нераскрытие стыка. При этом, что немаловажно, обеспечивается точное центрирование колеса на валу.

Считая зубчатую передачу проектируемого редуктора неревверсивной, примем в соответствии с рекомендацией [1, с. 84] в сопряжении тихоходный вал – коническое колесо посадку с натягом $H7/s6$.

Подшипники качения в редукторе сопрягаются с цапфой вала и отверстием в корпусе. Так как подшипники стандартизированы (поля допусков на присоединительные размеры заложены в соответствующих стандартах) и выпускаются вне зависимости от характера сопряжения в каком-либо узле, различные посадки обеспечиваются соответствующим назначением полей допусков размеров сопрягаемых с ними деталей. Это означает, что посадка подшипника на вал осуществляется по системе отверстия, а в корпус – по системе вала.

Внутреннее кольцо подшипника редуктора вращается вместе с валом, т. е. при постоянном направлении радиальной нагрузки, что имеет место в редукторе, внутреннее кольцо испытывает циркуляционное нагружение, при котором все участки дорожки качения последовательно подвергаются действию нагрузки и, следовательно, износ дорожки происходит равномерно. Наружное кольцо подшипника в корпусе неподвижно. Оно испытывает местное нагружение, при котором нагрузка сосредотачивается на определённом участке дорожки качения этого кольца. В соответствии с этим для цапфы вала принято поле допуска $k6$, что в сочетании с полем допуска отверстия подшипника даёт посадку с натягом, при которой исключается возможность обкатки и проскальзывания внутреннего кольца относительно вала. Для отверстия в корпусе принято поле допуска $H7$, что в сочетании с полем допуска внешнего диаметра наружного кольца подшипника даёт посадку с небольшим зазором, которая обеспечивает возможность под действием толчков и вибрации в процессе эксплуатации постепенное поворачивание кольца относительно посадочной поверхности отверстия в

										Лист
										58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 09-10.00.00.ПЗ					

12 Перечень чертежей и спецификаций курсового проекта

1. ДМ 09 – 10.01.00СБ. Редуктор конический. Сборочный чертёж.
2. ДМ 09 – 10.01.05. Колесо зубчатое.
3. ДМ 09 – 10.01.07. Вал тихоходный.
4. ДМ 09 – 10.01.00. Редуктор конический. Спецификация.

									<i>Лист</i>
									60
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					

Список использованных источников

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др. – М. : «Альянс», 2008. – 590 с.
3. Курмаз, Л. В. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – М. : Высшая школа, 2005. – 309 с. : ил.
4. Расчёт конических зубчатых передач на прочность / В. В. Сыркин, В. Н. Никитин, Н. В. Захарова : учебное пособие. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2008. – 76 с.
5. Расчёт валов на прочность и жёсткость : методические указания по курсовому проектированию деталей машин / сост. В. Н. Никитин. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2003. – 38 с.
6. Выбор подшипников качения : методические указания по курсовому проектированию деталей машин для студентов специальностей 190201, 190205, 190601, 190603, 140501. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2008. – 20 с.
7. Курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» : методические указания / сост. В. Н. Никитин. – Омск : СибАДИ, 2008. – 33 с.

					<i>ДМ 09-10.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		61

3. ВОПРОСЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Какие параметры определяются при кинематическом расчёте привода?
2. Каково назначение редуктора?
3. Основные геометрические параметры конической зубчатой передачи. Как они между собой связаны?
4. Какие силы действуют в зацеплении конической зубчатой передачи?
5. Чем объясняется повышение нагрузочной способности косозубых зубчатых передач перед прямозубыми передачами?
6. Из каких материалов изготавливаются зубчатые колёса?
7. По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя и соответственно по каким напряжениям производится расчёт их зубьев на прочность?
8. Как осуществляется смазка зубчатых колёс и подшипников в редукторе?
9. Для какой цели выполняется эскизная компоновка редуктора?
10. По каким напряжениям производится расчёт вала на статическую прочность?
11. Почему вал рассчитывают на выносливость (сопротивление усталости) даже при постоянной нагрузке?
12. Как составляется расчётная схема вала? Что на ней указывают?
13. Из каких деталей состоит подшипник качения?
14. Каковы основные типы подшипников качения?
15. Какие нагрузки действуют на подшипник качения редуктора и как они определяются?
16. Из каких соображений выбирают посадки подшипника качения в сопряжении его с валом и отверстием в корпусе?
17. Из чего исходят при выборе типа подшипника?
18. В чём заключается условие выбора подшипника качения по динамической грузоподъёмности?
19. Для чего служат шпоночные соединения, какие виды шпонок вы знаете?
20. Как производится выбор стандартных шпонок и проверочный расчёт на их прочность?
21. Для чего предназначена муфта? Назовите виды муфт.
22. Как выбираются стандартные муфты?
23. Какие посадки применяют в соединении зубчатого колеса с валом в редукторе?
24. Из чего исходят при назначении параметров шероховатости поверхностей деталей редуктора?

25. Какие основные отклонения от правильной геометрической формы и взаимного расположения поверхностей указывают на рабочих чертежах зубчатых колёс и валов редуктора?
26. Какие основные требования предъявляются к оформлению пояснительной записки?

Библиографический список

1. ГОСТ 2.105 – 95. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. – М., 1995.
2. ГОСТ 2.106 – 96. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы. – М., 1996.
3. Курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» : методические указания / сост. В. Н. Никитин. – Омск : СибАДИ, 2008. – 33 с.
4. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др. – М. : «Альянс», 2008. – 590 с.
5. ГОСТ 23360 – 78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – М., 1978.