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

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

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

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

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

Омск 2014

УДК 621.83
ББК 34.446
Л84

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

Л84 Механический привод с цилиндрическим редуктором : учебно-методическое пособие к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» [Электронный ресурс] / сост. : А. М. Лукин, В. Н. Никитин. – Омск : СибАДИ, 2014. – Режим доступа : http://bek.sibadi.org/fulltext/ESD019.pdf, после авторизации свободный. – Загл. с экрана.

ISBN 978-5-93204-721-7

Материал рассматривается на примере конкретного технического задания на проектирование механического привода с цилиндрическим редуктором. Приведён образец оформления пояснительной записки к курсовому проекту по теме «Механический привод», предусмотренному рабочей программой дисциплины «Детали машин и основы конструирования». Оформление пояснительной записки соответствует основным требованиям стандарта ЕСКД на текстовую документацию.

Предназначено для студентов направлений подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы»; «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»; «Энергетическое машиностроение».

Текстовое (символьное) электронное издание
Системные требования: Intel или AMD; Windows XP/Vista/7; программа для чтения pdf-файлов: Adobe Acrobat Reader, Foxit Reader

Редактор Т.И. Калинина

Дата подписания к использованию 02.10.2014
Дата размещения на сайте 15.10.2014
Объем 1,39 Мб

Издательско-полиграфический центр СибАДИ
644080, г. Омск, пр. Мира, 5

РИО ИПЦ СибАДИ
644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие положения…….4

2. Пример оформления пояснительной записки…….6

3. Вопросы для самоконтроля……...66

Библиографический список…….....68

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).

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, исключающим 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» рассмотрен на примере, приведённом на страницах 7–65 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 цилиндрической 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 литературных источников, используемых при разработке пояснительной записки.

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

Кафедра механики

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Пояснительная записка
ДМ 09–10.00.00ПЗ

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

Автор проекта
студент группы
Петров П. П.

Омск – 2014

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
3.3 Предварительное определение частот $n_э^I$, n_1^I вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора…….....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 цилиндрической зубчатой передачи……..…….....13
4.1 Выбор материала и термообработки зубчатых колёс……13
4.2 Определение допускаемых напряжений……14
4.3 Предварительный выбор угла наклона зубьев……...18
4.4 Выбор коэффициента ширины венца зубчатого колеса…18
4.5 Проектировочный расчёт на контактную прочность…….19
4.6 Определение окружной скорости зубчатых колёс…….24
4.7 Выбор степени точности зубчатых колёс……...24
4.8 Проверочные расчёты зубчатой передачи……..……....24
4.9 Определение усилий в зацеплении……..……30
5 Эскизная компоновка редуктора……..…….....33
5.1 Определение ориентировочных диаметров валов……..33
5.2 Разработка эскизной компоновки валов в редукторе……34
6 Расчёт тихоходного вала редуктора……..……36
6.1 Расчёт на статическую прочность…….……...36
6.2 Расчёт на выносливость……..……..39
7 Выбор подшипников качения……..…….....44

					ДМ 09-10.00.00.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Иванов И. И.			Механический привод Пояснительная записка	Лит.	Лист 2 / Листов 59
Провер.		Петров П. П.					
Реценз.						СибАДИ	
Н. Контр.		Козлов К. К.					
Утверд.		Баранов Б. Б.					

7.1 Определение внешних нагрузок,
действующих на подшипник……44
7.2 Выбор типа подшипника качения……45
7.3 Предварительный выбор типоразмера подшипника……...46
7.4 Определение требуемой долговечности
подшипника L_{mp} в часах…..…47
7.5 Определение расчётной долговечности подшипника……47
8 Выбор стандартной муфты……..……..50
9 Выбор шпонок и проверочный расчёт на их прочность…….....52
10 Смазывание деталей и узлов редуктора……..….....54
10.1 Смазывание зубчатой передачи и подшипников……..54
10.2 Смазочные устройства……..……...54
10.3 Уплотнительные устройства……..….55
11 Обоснование принятых посадок в соединениях редуктора……..56
12 Перечень чертежей и спецификаций курсового проекта……..58
Список использованных источников……..…....59

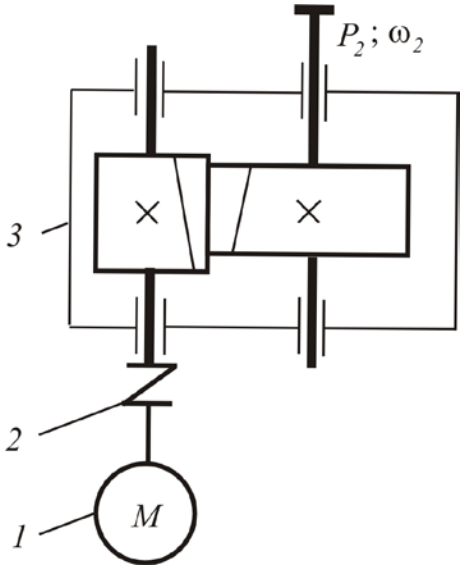
1 Задание на проектирование

СибАДИ, кафедра механики

Техническое задание на курсовой проект по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»

Факультет «Автомобильный транспорт»
Студент Иванов И. И., группа НКТб-11А1
Номер задания – 09, вариант задания – 10

Спроектировать механический привод согласно кинематической схеме



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – цилиндрический редуктор (валы в горизонтальной плоскости)

Исходные данные для проектирования:
выходная мощность $P_2 = 2{,}0$ *кВт*; угловая скорость $\omega_2 = 21$ *рад/с*; характер нагрузки – *постоянная*; режим работы – *лёгкий*; срок службы $L = 6$ *лет*; коэффициент суточной загрузки $K_{сут} = 0{,}6$; коэффициент годичной загрузки $K_{год} = 0{,}6$.

Разработать:
сборочный чертёж редуктора; рабочие чертежи двух деталей редуктора (тихоходный вал; зубчатое колесо тихоходного вала); пояснительную записку.

Дата выдачи задания на курсовой проект
Дата защиты курсового проекта
Консультант
Оценка курсового проекта

2 Описание спроектированного привода

Согласно заданию необходимо спроектировать механический привод.

Механический привод содержит электродвигатель, муфту упругую втулочно-пальцевую и цилиндрический редуктор.

Механический привод рассчитан и спроектирован по следующим исходным данным: выходная мощность $P_2 = 2$ *кВт*; угловая скорость $\omega_2 = 21$ *рад/с*; характер нагрузки – *постоянная*; режим работы – *лёгкий*; срок службы $L = 6$ *лет*; коэффициент суточной загрузки $K_{сут} = 0,6$; коэффициент годичной загрузки $K_{год} = 0,6$.

При расчёте подобран электродвигатель марки 4А112МАУ3, ГОСТ 19523–81. Основная характеристика электродвигателя: мощность $P_э = 2,2$ *кВт*; номинальная частота вращения $n_э = 960$ *об/мин*.

Основные технические характеристики спроектированного редуктора: передаточное число $U = 4,96$; модуль зацепления $m = 2$ *мм*; межосевое расстояние $a_w = 140$ *мм*.

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

Валы редуктора опираются на роликовые конические подшипники 7209, 7609, ГОСТ 27365–87.

Для смазки зацепления и подшипников использовано масло общего назначения И–Г–С–220, ГОСТ 20799–88, которое расположено в картере редуктора. Смазка осуществляется разбрызгиванием.

Расчёты зубчатой передачи и валов редуктора, выбор подшипников, муфты и шпонок выполнены в соответствии с рекомендациями и расчётными зависимостями, приведёнными в методических пособиях [4] – [7] и справочной литературе [1] – [3].

3 Кинематический расчёт и выбор электродвигателя

3.1 Определение частоты n_2 вращения тихоходного вала

Известные данные для расчёта:
$P_2 = 2{,}0$ *кВт*; $\omega_2 = 21$ *рад/с*.

На рисунке 3.1 представлена расчетная схема проектируемого привода.

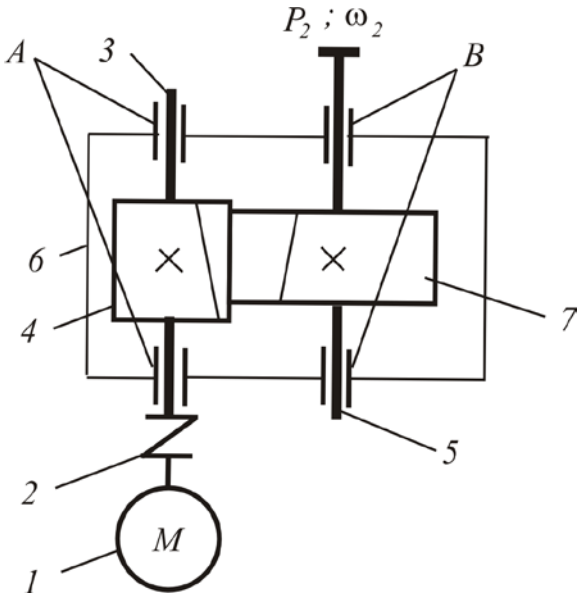


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема проектируемого привода с цилиндрическим редуктором: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – быстроходный вал; 4 – шестерня; 5 – тихоходный вал; 6 – корпус редуктора; 7 – колесо; *A* – подшипниковые узлы быстроходного вала; *B* – подшипниковые узлы тихоходного вала

Обозначения параметров привода на рисунке 3.1: P_2 – выходная мощность тихоходного вала редуктора, *кВт*; ω_2 – угловая скорость тихоходного вала редуктора, *рад/с*.

Согласно кинематической схеме вращение от электродвигателя 1 через муфту 2 передаётся быстроходному валу, на котором расположена шестерня 4. Шестерня передаёт вращение колесу 7, закреплённому на тихоходном валу 5. Быстроходный и тихоходный валы редуктора опираются на подшипники качения.

На рисунке 3.2 представлена расчётная схема проектируемого редуктора. Частоту n_2 вращения тихоходного вала редуктора определим по формуле

$$n_2 = 9{,}55 \cdot \omega_2, \qquad (3.1)$$

где ω_2 – угловая скорость тихоходного вала, рад/с.

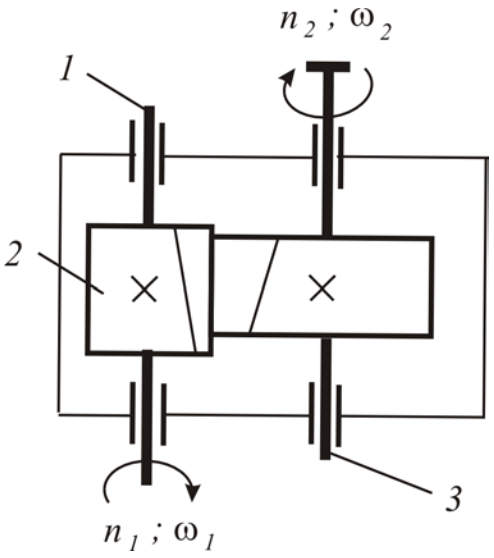


Рисунок 3.2 – Расчётная схема цилиндрического редуктора: 1 – быстроходный вал; 2 – шестерня; 3 – тихоходный вал; n_1 – частота вращения быстроходного вала; ω_1 – угловая скорость быстроходного вала; n_2 – частота вращения тихоходного вала; ω_2 – угловая скорость тихоходного вала

Проведя вычисления по формуле (3.1), получим

$$n_2 = 9{,}55 \cdot 21 = 200{,}55 \text{ об/мин.}$$

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

Известные данные для расчёта:

$P_2 = 2{,}0$ *кВт*; $\omega_2 = 21$ *рад/с*.

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

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

где P_2 – мощность выходного (тихоходного вала) редуктора, *кВт*; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия (КПД) механического привода.

Коэффициент $\eta_{пр}$ полезного действия привода определим по формуле

$$\eta_{пр} = \eta_{м} \cdot \eta_{ц.п} \cdot (\eta_{п.к})^{n}, \qquad (3.3)$$

где $\eta_{м}$ – коэффициент полезного действия муфты; $\eta_{ц.п}$ – коэффициент полезного действия цилиндрической передачи; $\eta_{п.к}$ – коэффициент полезного действия одной пары подшипников качения; n – число пар подшипников качения.

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

Согласно известным рекомендациям [3, с. 13, таблица 1.2.1] имеем: $\eta_{м} = 0{,}98$; $\eta_{ц.п} = 0{,}97$; $\eta_{п.к} = 0{,}995$. Вычислим значение коэффициента полезного действия привода по формуле (3.3):

$$\eta_{пр} = 0{,}98 \cdot 0{,}97 \cdot (0{,}995)^{2} = 0{,}941.$$

Тогда требуемая мощность $P_{тр.э}$ электродвигателя, вычисленная по формуле (3.2), равна

$$P_{тр.э} = \frac{2{,}0}{0{,}941} = 2{,}125 \text{ кВт}.$$

3.3 Предварительное определение частот $n_{э}^{I}$, n_{1}^{I} вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора

Известные данные для расчёта:

$n_2 = 200{,}55$ *об/мин.*

Согласно схеме проектируемого привода (см. рисунок 3.1) предварительную частоту $n_{э}^{I}$ вращения вала электродвигателя, равную частоте n_{1}^{I} вращения быстроходного вала, определим по формуле

$$n_{э}^{I} = n_{1}^{I} = n_{2} \cdot u_{ц.п}^{I}, \qquad (3.4)$$

где n_2 – частота вращения тихоходного вала, *об/мин*; $u_{ц.п}^{I}$ – предварительное значение передаточного числа цилиндрической зубчатой передачи редуктора.

Передаточное число $u^I_{ц.п}$ цилиндрической передачи изменяется от 3,1 до 5 [2, с. 24, таблица 2.1]. Учитывая эти рекомендации, принимаем $u^I_{ц.п} = 4$. Тогда частоты $n^I_э$, n^I_1 вращения вала электродвигателя и быстроходного вала (шестерни), определяемые по формуле (3.4), равны:

$$n^I_э = n^I_1 = 200{,}55 \cdot 4 = 802{,}2 \text{ об/мин.}$$

3.4 Выбор электродвигателя

Известные данные для расчёта:

$P_{тр.э} = 2{,}125$ кВт; $n^I_э = 802{,}2$ об/мин.

Мощность $P_э$ электродвигателя, выбираемого для проектируемого привода, должна быть не ниже требуемой мощности $P_{тр.э} = 2{,}125$ кВт. Кроме этого, частота $n_э$ вращения вала электродвигателя должна быть близкой по величине к частоте $n^I_э = 802{,}2$ об/мин.

Таким образом, выбираемый электродвигатель должен удовлетворять совокупности условий:

$$P_э \geq P_{тр.э}; \quad n_э \approx n^I_э . \qquad (3.5)$$

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 4А100L6УЗ [2, с. 27, таблица 2.2]. Значения символов в марке электродвигателя: буква А – род двигателя – асинхронный; 100 – высота оси вращения, *мм*; буква L относится к установочным размерам по длине станины; цифра 6 означает число полюсов; буквы УЗ указывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

По ГОСТ 19523–81 электродвигатель 4А100L6УЗ имеет следующие технические характеристики: мощность $P_э = 2{,}2$ кВт; синхронная частота вращения $n_c = 1000$ об/мин; скольжение $s = 5{,}1$ %; отношение пускового $T_{пуск}$ и номинального $T_{ном}$ вращающих моментов $T_{пуск} / T_{ном} = 2{,}0$.

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

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

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

$$n_э = 1000 - 1000 \cdot 0,04 = 960 \text{ об/мин.}$$

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

$$P_э = 2,2 \text{ кВт} > P_{тр.э} = 2,125 \text{ кВт;}$$

$$n_э = 960 \text{ об/мин} \approx n_э^I = 802,2 \text{ об/мин.}$$

На рисунке 3.3 представлен общий вид электродвигателя 4А100L6УЗ с обозначением его геометрических параметров.

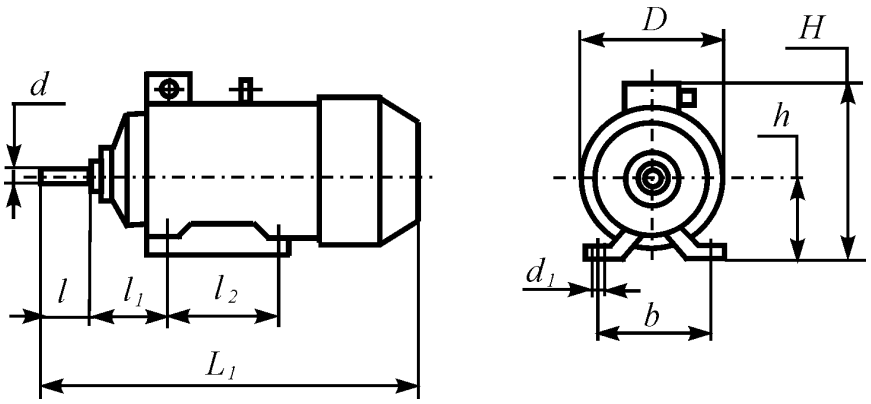


Рисунок 3.3 – Общий вид электродвигателя 4А100L6УЗ

Геометрические параметры электродвигателя: $L_1 = 395$ *мм;* $H = 280$ *мм;* $D = 235$ *мм;* $d = 28$ *мм;* $d_1 = 12$ *мм;* $l = 60$ *мм;* $l_1 = 63$ *мм;* $l_2 = 112$ *мм;* $b = 160$ *мм.*

3.5 Определение фактического значения передаточного числа *U* редуктора

Известные данные для расчёта:

$n_э = 960$ *об/мин;* $n_2 = 200,55$ *об/мин.*

Фактическое значение передаточного числа U редуктора определим по формуле

$$U = \frac{n_э}{n_2}, \qquad (3.6)$$

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

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

$$U = \frac{960}{200{,}55} = 4{,}78.$$

3.6 Определение мощности P_1 на быстроходном валу

Известные данные для расчёта:
$P_2 = 2{,}0$ *кВт*; $\eta_{ц.п} = 0{,}97$; $\eta_{п.к} = 0{,}995$.

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

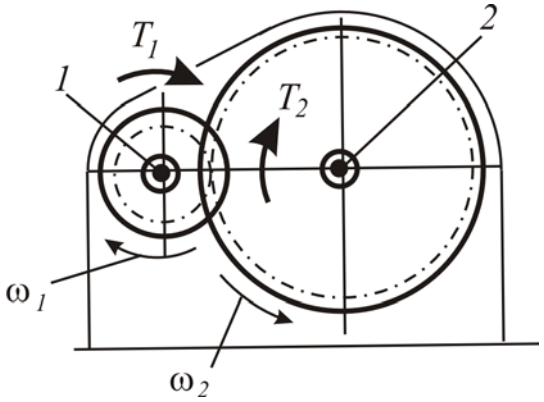


Рисунок 3.4 – Расчётная схема цилиндрического одноступенчатого редуктора: 1 – быстроходный вал; 2 – тихоходный вал; T_1 – крутящий момент на быстроходном валу; T_2 – крутящий момент на тихоходном валу

Согласно рисунку 3.4 мощность P_1 на быстроходном валу определим по формуле

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

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

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

$$P_1 = \frac{2{,}2}{0{,}97 \cdot (0{,}995)^2} = 2{,}08 \text{ кВт}.$$

3.7 Определение крутящих моментов T_1, T_2 на валах редуктора

Известные данные для расчёта:
$P_1 = 2{,}08$ кВт; $P_2 = 2{,}0$ кВт; $n_1 = 960$ об/мин; $n_2 = 200{,}55$ об/мин.

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

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

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:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{2{,}08}{960} = 20{,}69 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{2{,}2}{200{,}55} = 95{,}24 \text{ Н·м}.$$

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

Таблица 3.1

Номер вала	Мощность P_i, кВт	Частота вращения n_i, об/мин	Крутящий момент T_i, Н·м
1	$P_1 = 2{,}08$	$n_1 = 960{,}00$	$T_1 = 20{,}69$
2	$P_2 = 2{,}20$	$n_2 = 200{,}55$	$T_2 = 95{,}24$
Передаточное число зубчатой передачи $U = 4{,}78$			

4 Расчёт цилиндрической зубчатой передачи

Известные данные для расчёта

Для расчёта цилиндрической зубчатой передачи используются следующие данные: крутящий момент на быстроходном валу редуктора $T_1 = 20{,}69$ *Н·м*; частота вращения шестерни $n_1 = 960$ *об/мин*; частота вращения колеса $n_2 = 200{,}255$ *об/мин*; передаточное число редуктора $U = 4{,}78$; срок службы привода $L = 6$ *лет*; коэффициент суточной загрузки $K_{сут} = 0{,}6$; коэффициент годичной загрузки $K_{год} = 0{,}6$; характер нагрузки – *постоянная*; 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 колёс получают ковкой, штамповкой и литьем.

Согласно этим рекомендациям [4, с. 6, таблица 1], 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 $\sigma_B = 780$ *МПа*; предел текучести $\sigma_T = 440$ *МПа*; твёрдость $HB_1 = 230$;

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

Термообработка – улучшение, характеризуется хорошей приработываемостью зубьев колёс и сохранением во времени точности, полученной при механической обработке.

4.2 Определение допускаемых напряжений

4.2.1 Определение допускаемых контактных напряжений

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

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\,lim\,b}}{S_H} \cdot K_{HL}, \qquad (4.1)$$

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. 8, таблица 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

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

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

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

По известной рекомендации [4, с. 8, таблица 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

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

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. 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. 11, рисунок 1]. 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 проектирование привода) 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

$$N_{\Sigma} = 60\, n\, t. \qquad (4.4)$$

Время t работы проектируемого привода в часах определим по формуле

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

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

По условию задания для проектирования имеем: $K_{сут} = 0{,}6$; $K_{год} = 0{,}6$; $L = 6$ *лет*. Тогда

$$t = 24 \cdot 0{,}6 \cdot 365 \cdot 6 \cdot 0{,}6 = 18921 \text{ ч.}$$

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

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

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 960 \cdot 18921 = 1898 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

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

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

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 200{,}55 \cdot 18921 = 227 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

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

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

Согласно этой рекомендации имеем:

а) для шестерни $N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = 1898 \cdot 10^6$ *циклов;*

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

б) для колеса $N_{HE2} = N_{\Sigma 2} = 227 \cdot 10^6$ *циклов;*

$N_{HO2} = 10 \cdot 10^6$ *циклов.*

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

а) для шестерни $N_{HE1} = 1898 \cdot 10^6$ *циклов* $> N_{HO1} = 13{,}5 \cdot 10^6$ *циклов;*

б) для колеса $N_{HE2} = 227 \cdot 10^6$ *циклов* $> N_{HO2} = 10 \cdot 10^6$ *циклов.*

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

$$K_{HL1} = K_{HL2} = 1.$$

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

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\,limb1}}{S_H} \cdot K_{HL1};$$

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

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\,limb2}}{S_H} \cdot K_{HL2};$$

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

Для косозубых цилиндрических передач в качестве допускаемого контактного напряжения принимают условное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, определяемое по формуле

$$[\sigma_H] = 0{,}45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]). \qquad (4.6)$$

$$[\sigma_H] = 0{,}45 \cdot (481{,}2 + 418{,}2) = 405 \text{ МПа}.$$

4.2.2 Определение допускаемых напряжений изгиба

Согласно ГОСТ 21354–87 [8] при расчёте на выносливость при изгибе зуб рассматривают как балку, защемлённую одним концом. Силу считают приложенной к вершине зуба по нормали к его поверхности; силу трения не учитывают. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\,limb}}{S_F} \cdot K_{FL}, \qquad (4.7)$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости зуба при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, *МПа*; S_F – коэффициент безопасности; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Предел выносливости зубьев при изгибе σ_{Flimb}, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений ($N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ *циклов*) для стальных колёс с соответствующей термообработкой (улучшение) и твёрдостью зубьев $HB = 180 – 350$ [4, с. 8, таблица 3] вычисляют по формуле

$$\sigma_{Flimb} = 1{,}8 \cdot HB. \qquad (4.8)$$

Определим по формуле (4.8) пределы выносливости зубьев при изгибе σ_{Flimb1}, σ_{Flimb2} соответственно для шестерни и колеса:

$$\sigma_{Flimb1} = 1{,}8 \cdot HB_1;$$
$$\sigma_{Flimb1} = 1{,}8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Flimb2} = 1{,}8 \cdot HB_2;$$
$$\sigma_{Flimb2} = 1{,}8 \cdot 195 = 351 \text{ МПа}.$$

По известной рекомендации [4, с. 8, таблица 3] для стальных колёс с термообработкой – улучшение и средней твёрдости поверхностей зубьев $HB<350$ коэффициент безопасности

$$S_F = 1{,}75.$$

Величину коэффициента K_{FL} определяют по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[mF]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \qquad (4.9)$$

где mF – показатель кривой усталости; N_{FO} – базовое число циклов перемены напряжений; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Для зубчатых колёс с твёрдостью поверхности зубьев меньше *350 HB* принимают $mF = 6$.

Для всех сталей ГОСТ 21354–75 принимает базовое число циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} зависит от вида нагрузки привода. При постоянной нагрузке принимают $N_{FE} = N_{\Sigma}$. Исходя из этого, имеем соответственно для шестерни 1 и зубчатого колеса 2:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 1898 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$
$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 227 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

При эквивалентном числе циклов N_{FE} перемены напряжений, большем базового ($N_{FE} > N_{FO}$), коэффициент K_{FL} принимают равным единице:

$$K_{FL} = 1.$$

В проектируемом приводе это неравенство выполняется и для шестерни 1, и для колеса 2:

$N_{FE1} = 1898 \cdot 10^6$ *циклов* $> N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ *циклов;*

$N_{FE2} = 227 \cdot 10^6$ *циклов* $> N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ *циклов.*

Исходя из этого, принимаем для шестерни 1 и колеса 2

$$K_{FL1} = K_{FL2} = 1.$$

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

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\,lim\,b1}}{S_F} \cdot K_{FL};$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{414}{1{,}75} \cdot 1 = 236{,}57 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\,lim\,b2}}{S_F} \cdot K_{FL};$$

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

4.3 Предварительный выбор угла наклона зубьев

Согласно заданию необходимо спроектировать косозубую цилиндрическую передачу.

Угол β наклона зубьев косозубых колёс выбирают из условия получения осевого коэффициента перекрытия более 1,1. Этому условию соответствуют значения $\beta = 8\ldots18^o$. Следует иметь в виду, что с увеличением β увеличиваются осевые нагрузки на подшипники валов. Используя эти рекомендации, принимаем

$$\beta = 10^o.$$

4.4 Выбор коэффициента ширины зубчатого венца колеса

На рисунке 4.1 приведены основные геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, выполненной без смещения исходного контура, в которой диаметр делительной d и начальной d_w окружностей совпадают. Нами принята именно такая передача, без смещения исходного контура. Термины, определения и обозначения геометрических параметров даны по ГОСТ 16531–83 [9].

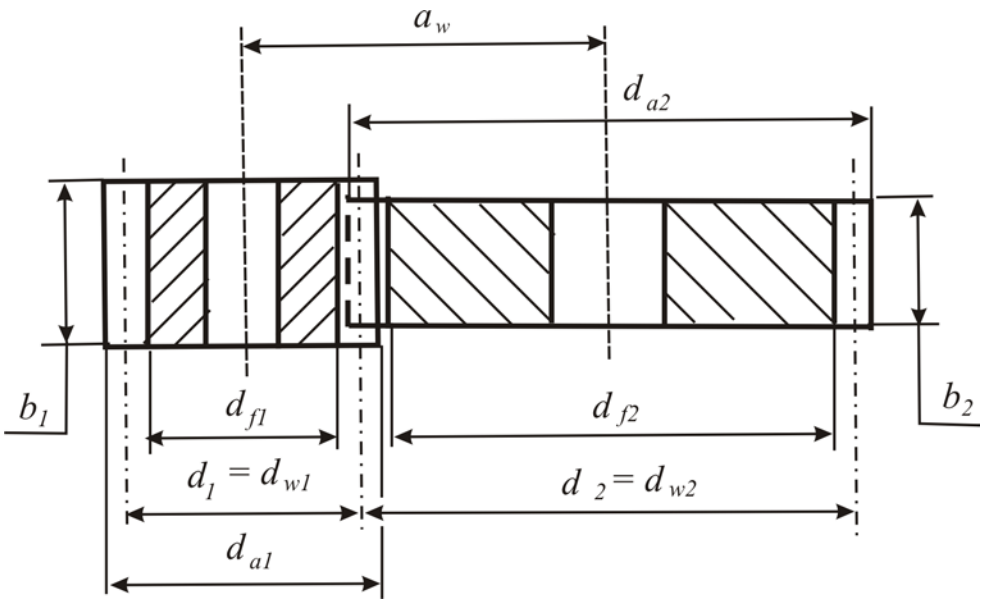


Рисунок 4.1 – Основные геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (без смещения исходного контура)

Рабочая ширина зубчатого венца передачи определяется величиной коэффициента ψ_{bd} ширины зубчатых колёс. Коэффициент ψ_{bd} ширины зубчатого венца численно равен отношению ширины b_w зубчатого венца к начальному диаметру d_{w1} шестерни:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}.$$

Для колёс при твёрдости зубьев $HB \leq 350$ и симметричном расположении зубчатых колёс относительно опор вала рекомендуют принимать значение $\psi_{bd} \approx 0{,}8 – 1{,}4$ [4, с. 9, таблица 4]. Проектируемая передача подпадает под эту рекомендацию, поэтому принимаем

$$\psi_{bd} = 0{,}8.$$

4.5 Проектировочный расчёт на контактную прочность

Проектировочный расчёт на контактную прочность проводится с целью предотвращения преждевременного выхода из строя 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 начального диаметра d_{w1} шестерни

Известные данныё для расчёта:
$T_1 = 20{,}69$ *Н·м;* $U = 4{,}78$; $\psi_{bd} = 0{,}8$; $[\sigma_H] = 405$ *МПа*.

Предварительное значение начального диаметра d_{w1} шестерни определим по формуле

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (U+1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot U}}, \qquad (4.10)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; T_1 – крутящий момент на валу шестерни, *Н·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 [4] в зависимости от твёрдости *НВ* зубьев, коэффициента ψ_{bd}, ширины зубчатого венца и схемы передачи. При твёрдости зубьев $H_B \le 350$, величине $\psi_{bd} = 0{,}8$ и симметричном расположении колёс на валах относительно опор принимают

$$K_{H\beta} = 1{,}08.$$

Таким образом, значения всех величин, входящих в правую часть выражения (4.10), определены. Проведя вычисления, получим

$$d_{w1} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{20{,}69 \cdot 1{,}08 \cdot (4{,}78+1)}{0{,}8 \cdot (405)^2 \cdot 4{,}78}} = 43{,}866 \text{ мм}.$$

4.5.2 Определение нормального модуля зубьев

Для зубчатых передач редукторов общего назначения при твёрдости поверхностей зубьев, меньшей или равной *350 НВ*, нормальный модуль m определяют по формуле

$$m = 0{,}0075 \cdot (U+1) \cdot d_{w1}. \qquad (4.11)$$

$$m = 0{,}0075 \cdot (4{,}78 + 1) \cdot 43{,}866 = 1{,}9 \text{ мм}.$$

Для изготовления зубчатых колёс стандартным зуборезным инструментом значение нормального модуля должно соответствовать стандартному значению по ГОСТ 9563–60 [4, с. 10, таблица 5]. Предпочтение нужно отдавать первому ряду модулей. Учитывая эти рекомендации, принимаем

$$m = 2 \text{ мм}.$$

4.5.3. Определение межосевого расстояния передачи

Межосевое расстояние a_w передачи определим по формуле

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} \cdot (U + 1). \qquad (4.12)$$

$$a_w = \frac{43{,}866}{2} \cdot (4{,}78 + 1) = 126{,}992 \text{ мм}.$$

Для обеспечения технологичности корпусов межосевое расстояние передач редукторов рекомендуется принимать равным ближайшему большему значению из следующих значений: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140 и т. д. Согласно этой рекомендации принимаем

$$a_w = 140 \text{ мм}.$$

4.5.4 Определение суммарного числа зубьев

Суммарное число зубьев $Z_{сум}$ шестерни 1 и колеса 2 определим по формуле

$$Z_{сум} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos(\beta)}{m}. \qquad (4.13)$$

$$Z_{сум} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos(10^o)}{2} = 137{,}87.$$

Полученное число округлим до целого значения:

$$Z_{сум} = 137.$$

4.5.5 Определение чисел зубьев шестерни и колеса

Число зубьев Z_1 шестерни определим по формуле

$$Z_1 = \frac{Z_{сум}}{U+1}. \quad (4.14)$$

$$Z_1 = \frac{137}{4{,}78+1} = 23{,}66.$$

Число зубьев шестерни округлим до целого значения:

$$Z_1 = 23.$$

Число зубьев Z_2 колеса определим по формуле

$$Z_2 = Z_{сум} - Z_1. \quad (4.15)$$

$$Z_2 = 137 - 23 = 114.$$

4.5.6 Определение фактического значения передаточного числа

По известным числам зубьев шестерни и колеса определим фактическое значение передаточного числа по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (4.16)$$

$$U = \frac{114}{23} = 4{,}96.$$

4.5.7 Определение действительного угла наклона зубьев

Действительное значение угла β наклона зубьев шестерни и колеса определим по формуле

$$\beta = \arccos\left(\frac{(Z_1 + Z_2)\cdot m}{2\cdot a_w}\right). \quad (4.17)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{(114+23)\cdot 2}{2\cdot 140}\right) = 11{,}8826^{o}.$$

4.5.8 Определение начальных диаметров зубчатых колёс

Начальные диаметры d_{w1}, d_{w2} соответственно шестерни и колеса определим по формулам

$$d_{w1} = \frac{m\cdot Z_1}{\cos(\beta)}; \quad (4.18)$$

$$d_{w2} = \frac{m\cdot Z_2}{\cos(\beta)}. \quad (4.19)$$

При определении начальных диаметров шестерни и колеса должно соблюдаться условие

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}. \quad (4.20)$$

Проведём вычисления по формулам (4.18) – (4.20).

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot 23}{\cos(11{,}8826^o)} = 47{,}007 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{2 \cdot 114}{\cos(11{,}8826^o)} = 232{,}993 \text{ мм};$$

$$a_w = \frac{47{,}007 + 232{,}993}{2} = 140 \text{ мм}.$$

Расчёты показали, что условие (4.20) выполнено.

Так как передача выполнена без смещения, то диаметры делительных окружностей будут равны начальным диаметрам соответствующих зубчатых колёс:

$$d_1 = d_{w1} = 47{,}007 \text{ мм};$$
$$d_2 = d_{w2} = 232{,}993 \text{ мм}.$$

4.5.9 Определение диаметра вершин зубьев

Диаметры d_{a1}, d_{a2} вершин зубьев соответственно шестерни и колеса определим по формулам

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad (4.21)$$
$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m. \quad (4.22)$$

Проведя вычисления по этим формулам, получим:

$$d_{a1} = 47{,}007 + 2 \cdot 2 = 51{,}007 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = 232{,}993 + 2 \cdot 2 = 236{,}993 \text{ мм}.$$

4.5.10 Определение диаметров впадин зубьев

Диаметры d_{f1}, d_{f2} вершин зубьев соответственно шестерни и колеса определим по формулам

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5 \cdot m; \quad (4.23)$$
$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5 \cdot m. \quad (4.24)$$

Проведя вычисления по этим формулам, получим:

$$d_{f1} = 47{,}007 - 2{,}5 \cdot 2 = 42, 007 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = 232{,}993 - 2{,}5 \cdot 2 = 227{,}993 \text{ мм}.$$

4.5.11 Определение рабочей ширины зубчатого венца

Рабочая ширина зубчатого венца b_w равна ширине венца колеса b_{w2} и определяется по формуле

$$b_w = b_{w2} = \psi_{bd} \cdot d_{w1}. \quad (4.25)$$

$$b_w = b_{w2} = 0{,}8 \cdot 47{,}007 = 37{,}605 \text{ мм}.$$

Значение $b_w = b_{w2} = 37{,}63$ *мм* округлим до ближайшего большего значения, кратного двум. Принимаем

$$b_w = b_{w2} = 38 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни b_{w1} принимается на *2…4 мм* больше ширины b_{w2} венца колеса:

$$b_{w1} = b_{w2} + 2 \ldots 4 \text{ мм}.$$

$$b_{w1} = 38 + 2 = 40 \text{ мм}.$$

4.6 Определение окружной скорости зубчатых колёс

Окружную скорость зубчатых колёс определим по формуле

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (4.26)$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 47{,}04 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 2{,}36 \text{ м/с}.$$

4.7 Выбор степени точности зубчатых колёс

Степень точности зубчатой передачи выбирается в зависимости от окружной скорости V и вида зацепления зубчатых колёс [4, с. 13, таблица 6]. Для косозубой передачи и скорости $V = 2{,}36$ *м/с* принимаем 9-ю степень точности.

4.8 Проверочные расчёты зубчатой передачи

По результатам предварительных расчётов уточнено передаточное отношение U редуктора (было $U = 4{,}78$, стало $U = Z_2/Z_1 = 114/23 = 4{,}96$) 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:
$U = 4{,}96$; $d_{w1} = 47{,}007$ *мм.*

Формула проверочного расчёта имеет вид

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot (U+1)}{d_{w1} \cdot U}} \le [\sigma_H], \qquad (4.27)$$

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 сопряжённых зубчатых колёс; Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; ω_{Ht} – удельная расчётная окружная сила, *Н/мм*; d_{w1} – начальный диаметр шестерни 1, *мм*; U – передаточное число зубчатой передачи.

Значения U и d_{w1} в формуле (4.27) известны. Определим остальные величины в правой части этой формулы.

При угле зацепления $\alpha_w = 20^o$ и зубчатых колёс без смещения величину коэффициента Z_H определим по формуле

$$Z_H = 1{,}77 \cdot \sqrt{\cos(\beta)}. \qquad (4.28)$$

$$Z_H = 1{,}77 \cdot \sqrt{\cos(11{,}9^o)} = 1{,}73.$$

Для стальных зубчатых колёс величину коэффициента Z_M по рекомендации [4] принимаем

$$Z_M = 275\ Н^{1/2}/мм.$$

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}}, \qquad (4.29)$$

где ε_a – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_a = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] \cdot \cos(\beta). \qquad (4.30)$$

$$\varepsilon_a = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{114}\right)\right] \cdot \cos(11{,}9^o) = 1{,}71.$$

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1{,}71}} = 0{,}76.$$

Удельную окружную расчётную силу ω_{Ht} определим по формуле

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \qquad (4.31)$$

где F_t – окружная сила, *Н*; b_w – 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

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}, \qquad (4.32)$$

где T_1 – крутящий момент на шестерне 1; d_{w1} – начальный диаметр шестерни.

Вычислим значение окружной силы на шестерне:

$$F_t = \frac{2000 \cdot 20{,}69}{47{,}007} = 880{,}29 \text{ Н}.$$

Значение коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, определяют по графикам в зависимости от твёрдости H_B зубьев, коэффициента ψ_{bd} ширины зубчатого венца и схемы передачи. При симметричном расположении зубчатого стального колеса с твердостью зубьев $HB \le 350$ и значении коэффициента ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = 0{,}8$ принимают

$$K_{H\beta} = 1{,}08.$$

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

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{Htp}}, \qquad (4.33)$$

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

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_o \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{U}}, \qquad (4.34)$$

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

Величину коэффициента δ_H примем по [4, с. 15, таблица 7]. При твёрдости поверхностей $H_B < 350$ и непрямых зубьях величина этого коэффициента равна

$$\delta_H = 0{,}002.$$

Величину коэффициента g_o примем по [1, с. 15, таблица .8]. Для зубьев с модулем $m \leq 3{,}5$ и степени точности 9 колеса значение этого коэффициента

$$g_o = 73.$$

Значения всех величин, входящих в правую часть формулы (4.34), определены. Вычислим значение окружной динамической силы:

$$\omega_{HV} = 0{,}002 \cdot 56 \cdot 5{,}11 \cdot \sqrt{\frac{140}{4{,}96}} = 3{,}04 \text{ Н/мм}.$$

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

$$\omega_{Htp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta}. \qquad (4.35)$$

$$\omega_{Htp} = \frac{880{,}29}{38} \cdot 1{,}08 = 25 \text{ Н/мм}.$$

Тогда величина коэффициента K_{HV}, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, будет равна (формула (4.33))

$$K_{HV} = 1 + \frac{3{,}04}{25} = 1{,}12.$$

Вычислим удельную окружную расчётную силу:

$$\omega_{Ht} = \frac{880{,}29}{38} \cdot 1{,}08 \cdot 1{,}12 = 28 \text{ Н/мм}.$$

Вычислим действительное контактное напряжение:

$$\sigma_H = 1{,}73 \cdot 275 \cdot 0{,}76 \cdot \sqrt{\frac{28 \cdot (4{,}79 + 1)}{47{,}007 \cdot 4{,}79}} = 306{,}7 \text{ МПа}.$$

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:

$$\sigma_H = 306{,}7\ МПа < [\sigma_H] = 405\ МПа.$$

4.8.2 Расчёт на выносливость по напряжениям изгиба

Известные данные для расчёта:

$$Z_1 = 23;\ Z_2 = 114;\ \beta = 11{,}8826^o;\ b_{w2} = 38\ мм;\ g_o = 73;$$
$$a_w = 140\ мм;\ U = 4{,}79;\ F_t = 880{,}29\ Н.$$

Оценим предварительно относительную прочность зубьев шестерни и колеса. Для этого определим эквивалентные числа зубьев Z_{V1}, Z_{V2} соответственно шестерни и колеса по формулам:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{((\cos(\beta))^3}; \qquad (4.36)$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{((\cos(\beta))^3}. \qquad (4.37)$$

$$Z_{V1} = \frac{23}{((\cos(11{,}88^o))^3} = 24;$$

$$Z_{V2} = \frac{114}{((\cos(11{,}88^o))^3} = 121.$$

Далее по графику [4, с. 17, рисунок 3] выбираем коэффициенты Y_{F1}, Y_{F2} формы зуба соответственно шестерни и колеса. Согласно графику имеем

$$Y_{F1} = 3{,}93;$$
$$Y_{F2} = 3{,}61.$$

Находим соотношения $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$ и $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$.

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{236{,}5}{3{,}93} = 60{,}18;$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{200{,}5}{3{,}61} = 55{,}54.$$

Меньшее значение из полученных значений этих соотношений определяет меньшую прочность зуба по напряжениям изгиба. Так как зуб колеса менее прочен по сравнению с зубом шестерни, то проверку выносливости на изгиб проводим только по зубу колеса.

Условие прочности зуба по напряжениям изгиба (в предположении, что в зацеплении находится одна пара зубьев) выражается формулой

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_{F2}], \qquad (4.38)$$

где σ_{F2}, $[\sigma_{F2}]$ – соответственно действительное и допускаемое напряжения изгиба, *МПа*; Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса; Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба; m – модуль, *мм*; ω_{Ft} – удельная расчётная окружная сила, *Н/мм*.

Величину коэффициента Y_{β} определим по формуле

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^{o}}. \qquad (4.39)$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{11{,}88^{o}}{140^{o}} = 0{,}92.$$

Удельную расчётную окружную силу ω_{Ft} определим по формуле

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_{w2}} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \qquad (4.40)$$

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. 18, рисунок 4], для твёрдости зубьев $HB \leq 350$ и коэффициенте ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = 0{,}8$ имеем

$$K_{F\beta} = 1{,}16.$$

Величину коэффициента K_{FV} определим по формуле

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{Ftp}}, \qquad (4.41)$$

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

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_o \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{U}} \quad , \qquad (4.42)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи.

Для передач с непрямыми зубьями принимают [4, с. 19, таблица 9]

$$\delta_F = 0{,}006.$$

Величина удельной окружной силы равна

$$\omega_{FV} = 0{,}006 \cdot 73 \cdot 2{,}36 \cdot \sqrt{\frac{140}{4{,}79}} = 5{,}59 \text{ Н/мм.}$$

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

$$\omega_{Ftp} = \frac{F_t}{b_{w2}} \cdot K_{F\beta} \cdot \qquad (4.43)$$

Численное значение расчётноё окружной силы равно

$$\omega_{Ftp} = \frac{880{,}26}{38} \cdot 1{,}16 = 26{,}85 \text{ Н/мм.}$$

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

$$K_{FV} = 1 + \frac{5{,}59}{26{,}85} = 1{,}21.$$

Величину удельной расчётной окружной силы ω_{Ft} вычислим по формуле (4.40):

$$\omega_{Ft} = \frac{880{,}26}{38} \cdot 1{,}16 \cdot 1{,}21 = 32{,}49 \text{ Н/мм.}$$

Вычислим величину действительного напряжения изгиба на зубе колеса по формуле (4.38):

$$\sigma_{F2} = 3{,}61 \cdot 0{,}92 \cdot \frac{32{,}49}{2} = 53{,}95 \text{ МПа.}$$

Из проведённого расчёта видно, что действительное напряжение σ_{F2} = 53,95 МПа < $[\sigma_{F2}]$ = 200,57 МПа. Это означает, что условие изгибной прочности соблюдается.

4.9. Определение усилий в зацеплении

Известные данные для расчёта:

$\beta = 11{,}9^o$; $\alpha_w = 20^o$; $d_{w1} = 47{,}04$ мм; $T_1 = 20{,}69$ Н·м.

Силы взаимодействия между зубьями необходимо знать для расчёта валов и их опор. Силы взаимодействия между зубьями колёс задают в виде составляющих по осям координат. В зацеплении косозубых цилиндрических зубчатых колёс действуют окружные F_t , радиальные F_r и осевые F_a силы, приложенные в полюсе зацепления. Векторы этих сил расположены в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях (рисунок 4.2). На рисунке 4.2 шестерня и колесо условно разнесены.

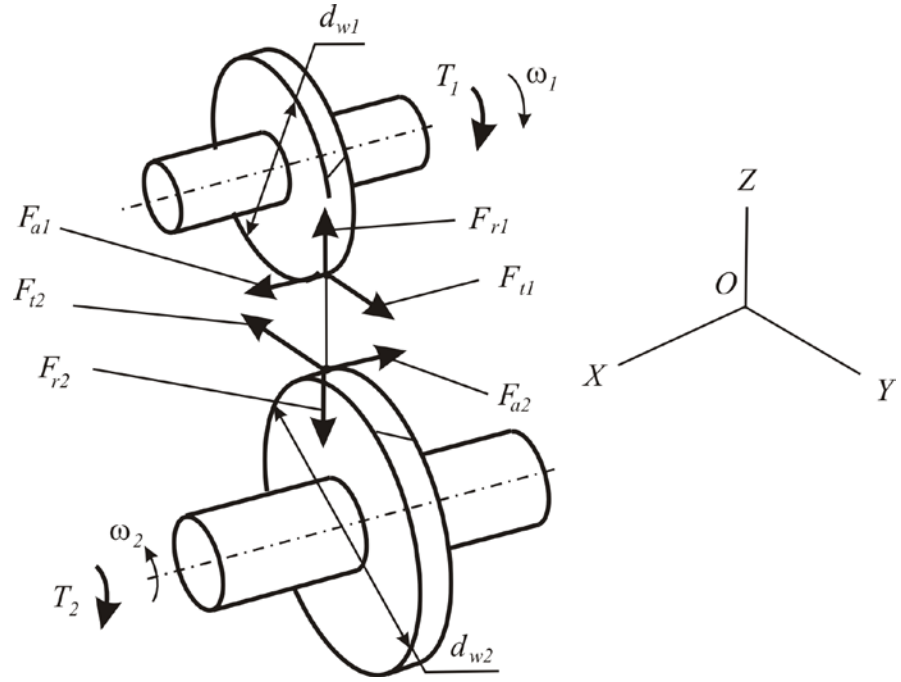


Рисунок 4.2 – Усилия в зацеплении цилиндрических косозубых зубчатых колёс

Одноимённые силы, приложенные к шестерне и колесу, равны по величине, но противоположны по направлению.

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

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}, \qquad (4.44)$$

где T_1, d_{w1} – крутящий момент на валу шестерни и диаметр её начальной окружности.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot 20{,}69}{47{,}007} = 880{,}29 \text{ Н}.$$

Направление действия окружной силы для ведущей шестерни противоположно направлению её вращения, а для колеса совпадает с направлением вращения.

Векторы радиальных сил направлены к центру зубчатых колёс. Векторы осевых сил параллельны осям зубчатых колёс, а направление зависит от направления наклона зубьев зубчатого колеса и направления его вращения. Направления осевых сил, показанных на рисунке 4.2, соответствуют направлению вращения шестерни по ходу часовой стрелки (если смотреть со стороны подводимого крутящего момента) и правому наклону зубьев шестерни.

Радиальные силы F_{r1} , F_{r2} определим по формуле

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot tg(\alpha_w)}{cos(\beta)}, \qquad (4.45)$$

где α_w – угол зацепления, равный 20^o; β – угол наклона зуба.

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{880{,}29 \cdot 0{,}25}{0{,}98} = 224{,}56 \text{ Н}.$$

Осевые силы F_{a1} , F_{a2} определим по формуле

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot tg(\beta). \qquad (4.46)$$

$$F_{a1} = F_{a2} = 880{,}29 \cdot 0{,}21 = 184{,}86 \text{ Н}.$$

5 Эскизная компоновка редуктора

5.1 Определение ориентировочных диаметров валов

Известные данныё для расчёта:
$T_1 = 20{,}69$ *Н·м:* $T_2 = 95{,}24$ *Н·м.*

Эскизная компоновка проводится с целью определения мест расположения ступеней передач, расстояния между опорами валов и точек приложения к ним действующих усилий. Вычерчивание производится упрощённо. Эскизная компоновка редуктора выполняется в масштабе *М 1:1* согласно схеме (рисунок 5.1) с использованием рекомендаций и формул, приведённых в методическом пособии [5].

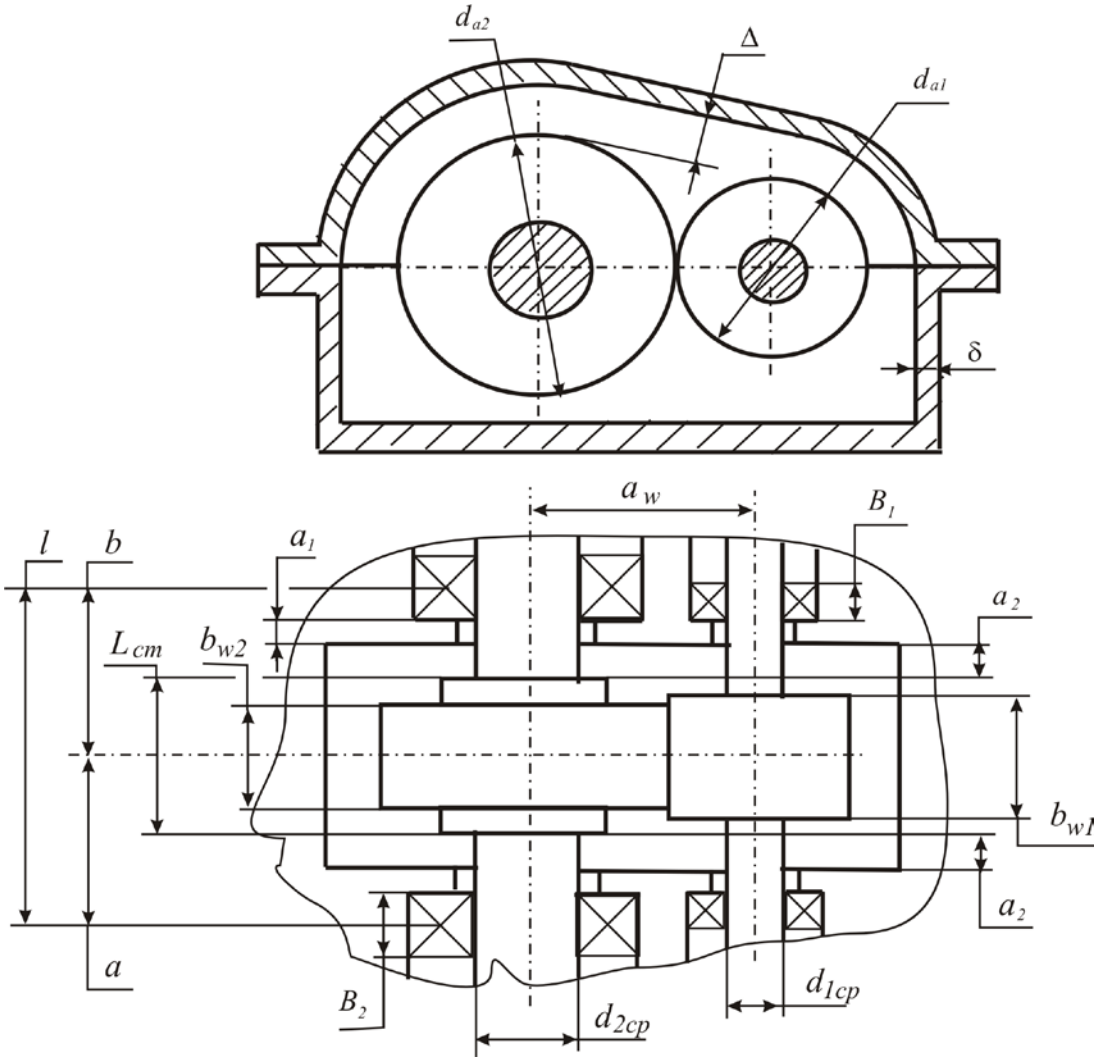


Рисунок 5.1 – Схема эскизной компоновки цилиндрического редуктора

Определение ориентировочного диаметра $d_{ср}$ вала необходимо для выполнения эскизной компоновки вала в редукторе.

Ориентировочный расчёт ведётся на чистое кручение. Для учёта влияния изгиба величина допускаемых напряжений кручения снижается. Величину ориентировочного диаметра $d_{ср}$ определим по формуле

$$d_{ср} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2 \cdot [\tau]'_{кр}}}, \qquad (5.1)$$

где T – крутящий момент, *Н·м*; $[\tau]'_{кр}$ – пониженное значение допускаемого напряжения на кручение, *МПа*.

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

$$[\tau]'_{кр} = 20 \text{ МПа}.$$

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

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

$$d_{1ср} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{20{,}69}{0{,}2 \cdot 20}} = 17{,}4 \text{ мм}.$$

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

$$d_{2ср} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{95{,}24}{0{,}2 \cdot 20}} = 29 \text{ мм}.$$

Примем $d_{1ср} = 18$ *мм*.

5.2 Разработка эскизной компоновки вала в редукторе

Известные данные для расчёта:

$T_2 = 95{,}24$ *мм*; $d_{1ср} = 18$ *мм*; $d_{2ср} = 29$ *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, *Н·м*.

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0{,}1 \cdot 95{,}24} = 3{,}51 \text{ мм}.$$

Определённая по формуле толщина стенки редуктора ($\delta = 3{,}51$ *мм*) меньше значения рекомендуемой величины ($\delta \geq 7$ *мм*), которая определена из условий технологии литейного производства. Поэтому принимаем

$$\delta = 7 \text{ мм}.$$

Расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса

$$a_2 = 1\ldots1{,}5\cdot\delta;$$
$$a_2 = 1{,}25\cdot7 = 9 \text{ мм}.$$

Расстояние от торца подшипника до внутренней стенки корпуса редуктора

$$a_1 = 0{,}5\cdot\delta;$$
$$a_1 = 0{,}5\cdot7 = 3{,}5 \text{ мм}.$$

Длина $L_{ст}$ ступицы зубчатого колеса

$$L_{ст} = 1{,}2\cdot d_{2ср};$$
$$L_{ст} = 1{,}2\cdot29 = 34{,}8 \text{ мм}.$$

Примем $L_{ст} = 35$ *мм*.

Ширина B подшипника качения определена по формуле

$$B = 0{,}5\cdot d_{ср}.$$

Для быстроходного вала редуктора имеем

$$B_1 = 0{,}5\cdot d_{1ср};$$
$$B_1 = 0{,}5\cdot17 = 8{,}5 \text{ мм}.$$

Для тихоходного вала:

$$B_2 = 0{,}5\cdot d_{2ср};$$
$$B_2 = 0{,}5\cdot29 = 14{,}5 \text{ мм}.$$

Расстояние от поверхности вершин зубьев зубчатого колеса и внутренней стенки корпуса (крышки) редуктора:

$$\Delta \geq 2\cdot\delta;$$
$$\Delta \geq = 2\cdot7 \geq 14 \text{ мм}.$$

Принимаем

$$\Delta = 15 \text{ мм}.$$

Построением эскизной компоновки определены размеры a, b и l:

$$a = 35 \text{ мм}; b = 35 \text{ мм}; l = 70 \text{ мм}.$$

6 Расчёт тихоходного вала редуктора

6.1 Расчёт на статическую прочность

Исходные данные для расчёта:
$d_{w2} = 232{,}993$ *мм* ; $a = 35$ *мм*; $b = 35$ *мм*; $l = 70$ *мм*;
$T_2 = 95{,}24$ *Н·м* ; $F_{t2} = 880{,}29$ *Н*; $F_{r2} = 224{,}56$ *Н*; $F_{a2} = 184{,}86$ *Н*.

На рисунке 6.1 представлена расчётная схема тихоходного вала редуктора.

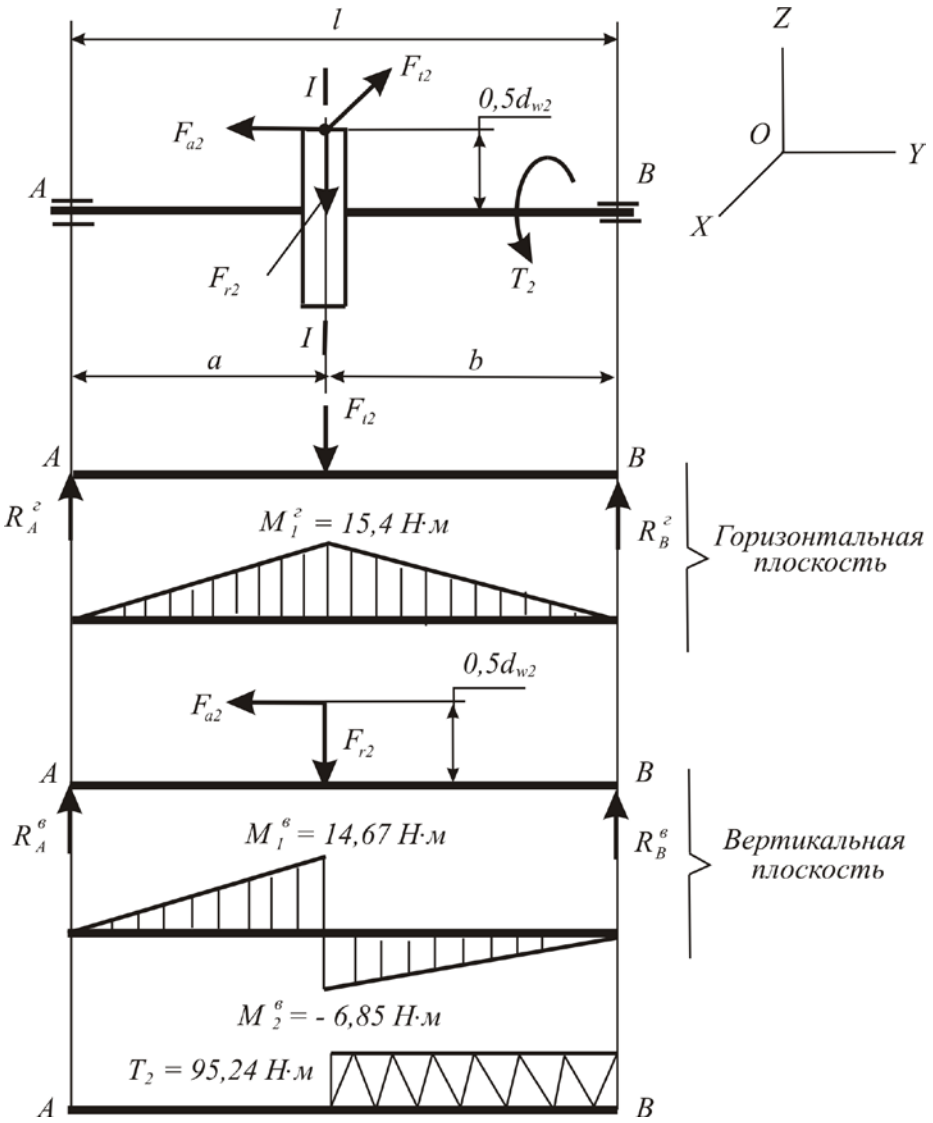


Рисунок 6.1 – Расчётная схема тихоходного вала, эпюры изгибающих и крутящего моментов

Вал рассматривается как балка на шарнирных опорах. На вал действуют следующие силы, которые были определены при расчёте зубчатоё передачи: F_{t2} – окружная сила; F_{r2} – радиальная сила; F_{a2} – осевая сила. Размеры *a*, *b* и *l* определены при построении эскизной компоновки. Диаметр начальной окружности колеса d_{w2} определён при расчёте 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 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 $\sum M_A^г$, $\sum M_B^г$, приложенных к валу относительно точек *A* и *B* и приравняем их к нулю:

$$\sum M_A^г = 0 = R_B^г \cdot l - F_{t2} \cdot a = 0;$$

$$\sum M_B^г = 0 = - R_A^г \cdot l + F_{t2} \cdot b = 0.$$

Решая эти уравнения относительно $R_B^г$, $R_A^г$, получим:

$$R_B^г = \frac{F_{t2} \cdot a}{l};$$

$$R_B^г = \frac{880{,}29 \cdot 0{,}035}{0{,}07} = 440{,}14 \text{ Н};$$

$$R_A^г = \frac{F_{t2} \cdot b}{l};$$

$$R_A^г = \frac{880{,}29 \cdot 0{,}035}{0{,}07} = 440{,}14 \text{ Н}.$$

Определим изгибающие моменты $M_1^г$, $M_2^г$ в горизонтальной плоскости в сечении I–I, где расположено колесо:

$$M_1^г = R_A^г \cdot a;$$

$$M_1^г = 440{,}14 \cdot 0{,}035 = 15{,}4 \text{ Н·м};$$

$$M_2^г = R_B^г \cdot b;$$

$$M_2^г = 440{,}14 \cdot 0{,}035 = 15{,}4\ Н{\cdot}м.$$

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

$$\sum M_A^в = 0 = R_B^в \cdot l - F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot (0{,}5 \cdot d_{w2}) = 0;$$

$$\sum M_B^в = 0 = -R_A^в \cdot l + F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot (0{,}5 \cdot d_{w2}) = 0.$$

Решая эти уравнения относительно $R_A^в$, $R_B^в$, получим:

$$R_B^в = \frac{F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot (0{,}5 \cdot d_{w2})}{l};$$

$$R_B^в = \frac{224{,}56 \cdot 0{,}035 - 184{,}86 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}2329}{0{,}07} = -195{,}78\ Н;$$

$$R_A^в = \frac{F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot (0{,}5 \cdot d_{w2})}{l};$$

$$R_A^в = \frac{224{,}56 \cdot 0{,}035 + 184{,}86 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}2329}{0{,}07} = 419{,}3\ Н.$$

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

$$M_1^в = R_A^в \cdot a;$$

$$M_1^в = 419{,}3 \cdot 0{,}035 = 14{,}67\ Н{\cdot}м;$$

$$M_2^в = R_B^в \cdot b;$$

$$M_2^в = -195{,}78 \cdot 0{,}035 = -6{,}85\ Н{\cdot}м.$$

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 (см. рисунок 6.1).

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

$$M_Σ = \sqrt{(M_1^г)^2 + (M_1^в)^2}. \qquad (6.1)$$

$$M_Σ = \sqrt{(15{,}4)^2 + (14{,}67)^2} = 21{,}26\ Н{\cdot}м.$$

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

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

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

$$M_{пр} = \sqrt{(21{,}26)^2+(95{,}24)^2} = 97{,}58\ Н{\cdot}м.$$

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

Диаметр d_2 тихоходного вала в опасном сечении определим по формуле

$$d_2 = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{пр}}{[\sigma]_и}}\,. \qquad (6.3)$$

$$d_2 = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 97{,}58}{65}} = 24{,}6\ мм.$$

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 % [5, с. 19]. Тогда

$$d_2 = 24{,}6{\cdot}1{,}05 = 25{,}12\ мм.$$

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

$$d_2 = 26\ мм.$$

Под посадку подшипников рассчитаем диаметр цапф по формуле

$$d_ц = d_2 – (2…5).$$

$$d_ц = 26 – 2 = 24\ мм.$$

Поскольку диаметр $d_ц$ должен быть кратен пяти, то принимаем

$$d_ц = 25\ мм.$$

6.2 Расчёт вала на выносливость

Известные данные для расчёта:

$d_2 = 26$ *мм;* $F_{a2} = 184{,}86$ *Н;* $\sigma_в = 780$ *МПа.*

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

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

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

$$[n] = 1{,}5\ldots2{,}5.$$

Запас прочности n_σ при действии одних изгибающих моментов определяется по формуле

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

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

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

$$\sigma_{-1} = 0{,}43\cdot780 = 335{,}4\ МПа.$$

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

$$K_\sigma = 2{,}0.$$

Масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала ($d_2 = 26$ *мм*) на изменение пределов выносливости при изгибе ε_σ [5, с.24, таблица 8], принимаем

$$\varepsilon_\sigma = 0{,}85.$$

Коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному ψ_σ по рекомендации [2, с. 24, таблица 9] принимаем

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

Амплитуду колебаний цикла при изгибе σ_a определим по формуле

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

где $M_u = M_\Sigma$ – изгибающий момент в рассматриваемом сечении, *Н·м*; W_u – момент сопротивления изгибу в этом сечении, *мм*^{3}.

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

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

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 $d_2 = 26$ *мм* имеем

$$b = 8 \text{ мм};$$
$$t_1 = 4 \text{ мм}.$$

При этих данных момент сопротивления изгибу равен

$$W_u = \frac{3{,}14 \cdot (26)^3}{32} - \frac{8 \cdot 4 \cdot (26-4)^2}{2 \cdot 28} = 1426{,}80 \text{ мм}.$$

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

$$\sigma_a = \frac{21{,}26}{1426{,}80} \cdot 10^3 = 14{,}9 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла при изгибе σ_m определим по формуле

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

$$\sigma_m = \frac{184{,}86}{3{,}14 \cdot (26)^2 / 4} = 0{,}35\ МПа.$$

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

$$n_\sigma = \frac{335{,}4}{\frac{2{,}0}{0{,}85} \cdot 14{,}9 + 0{,}10 \cdot 0{,}35} = 9{,}56.$$

Запас прочности n_τ при действии напряжений кручения определим по формуле

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

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

$$\tau_{-1} = 0{,}58 \cdot \sigma_{-1}. \qquad (6.11)$$

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

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

$$\varepsilon_\tau = 0{,}85.$$

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

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

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

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_{кр}} \cdot 10^3, \qquad (6.12)$$

где T_2 – крутящий момент в рассматриваемом сечении тихоходного вала, *Н·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]

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot (d_2)^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2}. \qquad (6.13)$$

$$W_{кр} = \frac{3{,}14 \cdot (26)^3}{16} - \frac{8 \cdot 4 \cdot (26-4)^2}{2 \cdot 26} = 3151{,}45 \text{ мм}^3.$$

Тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{95{,}24}{2 \cdot 3151{,}45} \cdot 10^3 = 15{,}11 \text{ МПа}.$$

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

$$n_\tau = \frac{194{,}53}{\frac{1{,}88}{0{,}85} \cdot 15{,}11 + 0{,}05 \cdot 15{,}11} = 5{,}69.$$

Общий коэффициент запаса усталостной прочности *n* при действии изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении вычислим по формуле (6.4):

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{9{,}56}\right)^2 + \left(\frac{1}{5{,}69}\right)^2}} = 4{,}89.$$

Сравним величины расчётного коэффициента запаса усталостной прочности *n* и допускаемого коэффициента *[n] = 1,5…2,5*.

$$n = 4{,}89 > [n] = 1{,}5\ldots2{,}5.$$

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

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:

$R_A^г = 408{,}5$ Н; $R_A^в = 389{,}64$ Н; $R_B^г = 408{,}5$ Н;

$R_B^в = 181{,}29$Н; $F_a = 184{,}86$ 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 методического пособия [6].

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

$$F'_{rA} = \sqrt{(R_A^г)^2 + (R_A^в)^2}\,. \qquad (7.1)$$

$$F'_{rA} = \sqrt{(408{,}5)^2 + (389{,}64)^2} = 564{,}52 \text{ Н}.$$

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

$$F'_{rB} = \sqrt{(R_B^г)^2 + (R_B^в)^2}\,. \qquad (7.2)$$

$$F'_{rB} = \sqrt{(408{,}5)^2 + (181{,}29)^2} = 446{,}92\ Н.$$

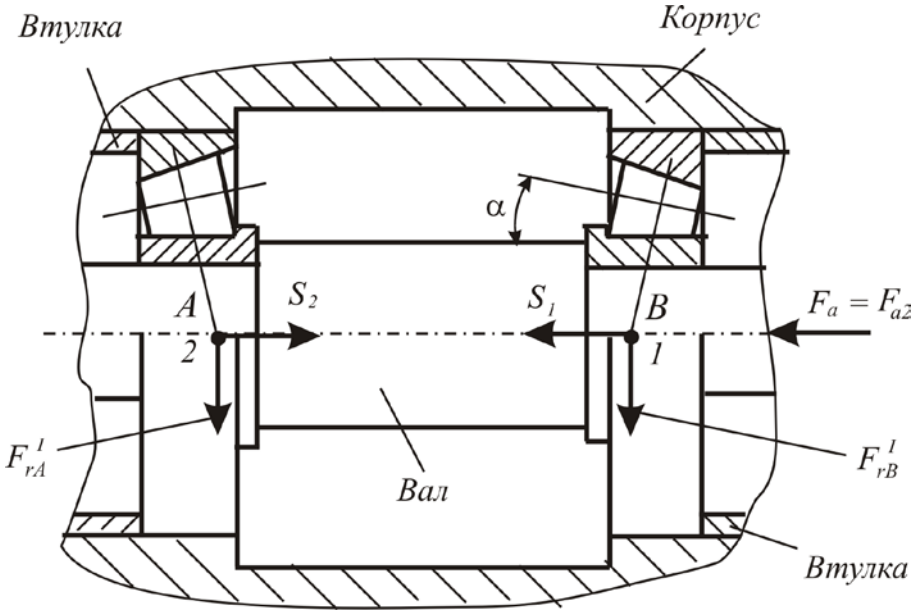


Рисунок 7.1 – Схема сил, действующих на подшипники тихоходного вала редуктора

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

$$F_a = 184{,}86\ Н.$$

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:

$$\frac{F_a}{F'_{rA}} = \frac{184{,}86}{564{,}52} = 0{,}32.$$

В соответствии с рекомендациями ($\frac{F_a}{F_r'} \geq 0{,}25$) подраздела 2 методических указаний [6] следует использовать радиально-упорные шариковые или конические роликоподшипники. Выбираем конические роликоподшипники, так как их стоимость ниже (см. рисунок 7.1).

7.3 Предварительный выбор типоразмера подшипника

Учитывая диаметр цапфы вала ($d_ц$ =25 *мм*), выбираем из справочных таблиц [1, с. 465] роликовый конический однорядный подшипник лёгкой серии и повышенной грузоподъёмности – подшипник 7205А, ГОСТ 27365–87. На рисунке 7.2 приведено обозначение геометрических параметров конического однорядного подшипника.

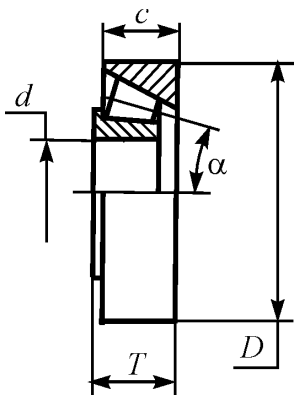


Рисунок 7.2 – Геометрические
параметры конического подшипника

Этот подшипник имеет следующие параметры: диаметр внутреннего кольца *d = 25 мм*; диаметр наружного кольца *D = 52 мм*; угол контакта $\alpha = 12\ldots16^o$; монтажная высота *T = 16,5 мм;* ширина наружного кольца *c = 13 мм*; динамическая грузоподъёмность *C = 29000 Н*; статическая грузоподъёмность C_o *= 21000 Н.*

7.4 Определение требуемой долговечности подшипника L_{mp} в часах

Известные данные для расчёта:
t = 18921 ч.

Требуемую долговечность L_{mp} подшипника принимаем равной времени *t* работы конической передачи:

$$L_{mp} = t = 18921 \text{ ч.}$$

7.5 Определение расчётной долговечности подшипника

Известные данные для расчёта:
C = 29000 Н; $n = n_2 = 200{,}55$ *об/мин.*

Расчётную долговечность L_h подшипника в часах определим по формуле

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

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

$$P = (X \cdot V \cdot F_r' + Y \cdot F_a') \cdot K_Б \cdot K_T, \qquad (7.4)$$

где F_r', F_a' – радиальная и осевая нагрузки на подшипник, *Н*; *V* – коэффициент вращения колец относительно вектора нагрузки; $K_Б$ – коэффициент динамической нагрузки; K_T – температурный коэффициент; *X*, *Y* – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

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

$$V = 1.$$

Для редукторов всех конструкций с зубчатыми передачами 9-й степени точности величину динамического коэффициента принимают [3, с. 8, таблица 1]

$$K_Б = 1{,}8.$$

В условиях работы редуктора при температуре, которая ниже 100°С, величина температурного коэффициента [3, 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 от отношения расчётной осевой нагрузки на подшипник F_a' к его статической грузоподъёмности C_o.

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

$$e = 1{,}5 \cdot tg(\alpha);$$
$$e = 1{,}5 \cdot tg(12^o) = 0{,}37.$$

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 рисунка 7.1, 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

$$S_1 = 0{,}83 \cdot e \cdot F_{rB}';$$
$$S_1 = 0{,}83 \cdot 0{,}37 \cdot 446{,}92 = 137{,}24 \text{ Н}.$$

Для подшипника 2 (опора А) имеем

$$S_2 = 0{,}83 \cdot e \cdot F_{rA}';$$
$$S_2 = 0{,}83 \cdot 0{,}37 \cdot 564{,}52 = 173{,}36 \text{ Н}.$$

Так как

$S_1 < S_2$ и $F_a > S_2 - S_1$ ($F_a = 184{,}86$ Н; $S_2 - S_1 = 173{,}36 - 137{,}24 = 36{,}12$ Н),

то расчётные осевые нагрузки F_{a1}', F_{a2}' для подшипников 1 и 2 равны:

$$F_{a1}' = S_1;\ F_{a1}' = 137{,}24 \text{ Н};$$
$$F_{a2}' = S_1 + F_a;\ F_{a2}' = 137{,}24 + 184{,}86 = 322{,}1 \text{ Н}.$$

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 $\frac{F_{a1}^{'}}{V \cdot F_{rA}^{'}}$, которое сравнивают с величиной *e* [3].

Для подшипника 2 (опора А) имеем

$$\frac{F_{a2}^{'}}{V \cdot F_{rA}^{'}} = \frac{322{,}1}{1 \cdot 564{,}52} = 0{,}57 > e = 0{,}37.$$

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

$$X = 0{,}4;$$

$$Y = 0{,}4 \cdot ctg(\alpha = 0{,}4 \cdot ctg(14^0) = 1{,}6.$$

Вычислим величину динамической эквивалентной радиальной нагрузки *P* по формуле

$$P = (X \cdot V \cdot F_{rA}^{'} + Y \cdot F_{a2}^{'}) \cdot K_Б \cdot K_T .$$

$$P = (0{,}4 \cdot 1 \cdot 564{,}52 + 1{,}6 \cdot 322{,}1) \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 1111{,}7 \text{ Н}.$$

Вычислим расчётную долговечность выбранного подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 200{,}55} \cdot \left(\frac{24000}{1111{,}7}\right)^{3{,}33} = 2304371 \text{ ч}.$$

Так как условие $L_h = 2304371$ ч $> L_{mp} = 18921$ ч выполнено, то подшипник 7205А, 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 $d_{1ср} = 18$ мм примем диаметр цапф этого вала $d_ц = 20$ мм и в соответствии с этим выберем по справочнику [1, с. 465] роликовый конический подшипник лёгкой серии 7204А, ГОСТ 27365–87.

Этот подшипник имеет следующие параметры: диаметр отверстия внутреннего кольца $d = 20$ мм; внешний диаметр наружного кольца $D = 47$ мм; динамическая грузоподъёмность $C = 21000$ Н; статическая грузоподъёмность $C_o = 13000$ Н; угол контакта $\alpha = 12…16^o$.

8 Выбор стандартной муфты

Известные данные для расчёта:
$T = T_1 = 20{,}69$ *кН·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.

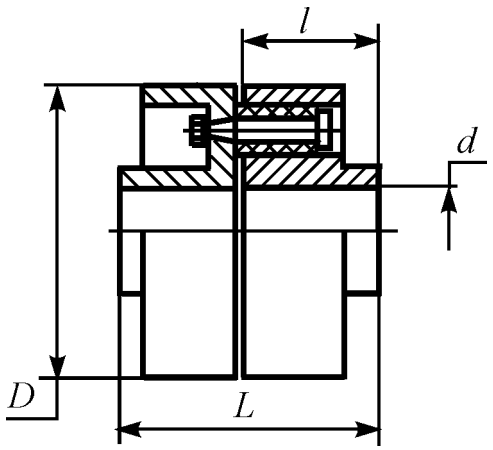


Рисунок 8.1 – Муфта упругая
втулочно-пальцевая

Выбор производят с учётом диаметров соединяемых валов и соблюдением условия

$$T_p = K_p \cdot T \le [T],$$

где T_p – расчётный крутящий момент , *Н·м*; $T = T_1$ – номинальный крутящий момент вала, на котором устанавливается муфта, *Н·м*; *[T]* – допускаемый крутящий момент, *Н·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 $K_p = 3…4$ [7, с. 9, таблица 1] . Исходя из этого, примем $K_p = 3{,}5$.

Тогда

$$T_p = 3{,}5 \cdot 20{,}69 = 72{,}41 \text{ Н·м} \le [T].$$

По ГОСТ 21424–93 [2, с. 505] выбираем муфту с допускаемым крутящим моментом *[T] = 125 Н·м* и диаметром посадочного отверстия *d = 28 мм.*

$$T_р = 72{,}41\ Н·м < [T] = 125\ Н·м.$$

Таким образом, для соединения валов электродвигателя и редуктора выбрана муфта упругая втулочно-пальцевая с допускаемым крутящим моментом 1*25 Н·м* и диаметром посадочного отверстия *d = 28 мм* типа 1 (с цилиндрическим отверстием на концы валов), исполнения 1 (для длинных концов валов).

Условное обозначение муфты: муфта упругая втулочно-пальцевая 125–28–1.1 ГОСТ 21424–93.

Геометрические параметры муфты: *D = 120 мм; d = 28 мм; L = 125 мм; l = 60 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.

9 Выбор шпонок и проверочный расчёт на их прочность

Выбираем призматическую шпонку исполнения 2 (с плоскими торцами) по ГОСТ 23360–78. Для вала, посадочный диаметр которого $d_2 = 26$ *мм*, согласно [1, с. 476, таблица 24.49] шпонка имеет следующие размеры поперечного сечения: ширина $b = 8$ *мм;* высота $h = 7$ *мм.* Глубина шпоночного паза вала $t_1 = 4$ *мм;* глубина шпоночного паза ступицы колеса $t_2 = 3{,}3$ *мм* (рисунок 9.1).

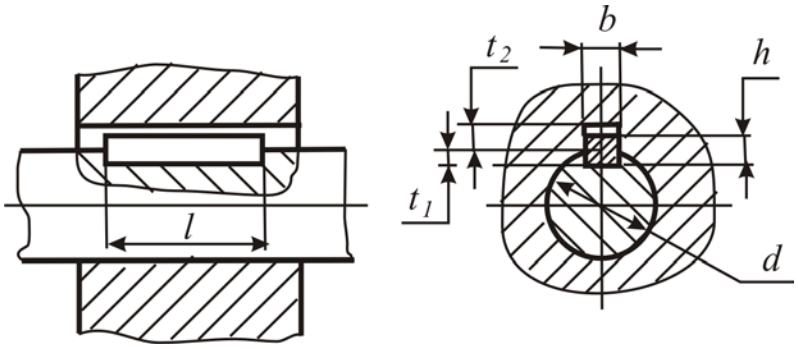


Рисунок 9.1 – Геометрические параметры шпоночного соединения

Длину l шпонки принимаем по рекомендации

$$l = 0{,}8 \cdot L_{ст},$$

где $L_{ст}$ – длина ступицы конического колеса.

Из эскизной компоновки имеем $L_{ст} = 35$ *мм.* Тогда

$$l = 0{,}8 \cdot L_{ст} = 0{,}8 \cdot 35 = 28 \text{ мм}.$$

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

$$l = 28 \text{ мм}.$$

Рассчитаем шпонку на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T_2}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \le [\sigma_{см}],$$

где $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ – соответственно расчётное и допускаемое напряжения смятия, *МПа;* T_2 – передаваемый шпонкой крутящий момент, *МПа*; d – диаметр вала, *мм*; l_p – рабочая длина шпонки, *мм*.

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

$$l_p = l = 28 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение стальной ступицы колеса равно

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

Вычислим расчётное напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 95{,}24}{26 \cdot (7-4) \cdot 28} = 87{,}2 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{см} = 87{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

В цилиндрической зубчатой передаче при передаточном числе $U > 3{,}15$ прямозубые и косозубые шестерни выполняют как валы-шестерни. Поскольку в проектируемом редукторе $U = 4{,}78$ шестерня будет выполнена заодно с валом, т. е. в виде вала-шестерни, то необходимость в шпоночном соединении отпадает.

10 Смазывание деталей и узлов редуктора

10.1 Смазывание зубчатой передачи и подшипников

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 $\sigma_H = 306{,}7$ *МПа* и окружная скорость $V = 2{,}36$ *м/с*, то требуемая вязкость масла [1, с. 200, таблица 11.1] равна *22* $мм^2/с$. Согласно этой величине вязкости принимаем марку масла И–Г–А–32, ГОСТ 20799–88 [1, с. 200, таблица 11.2].

10.2 Смазочные устройства

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

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе установлен маслоуказатель жезловый.

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.

10.3 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 жидким, смазочным материалом, поэтому для предохранения от вытекания масла применили манжетные уплотнения.

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

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 реверсивной, примем в соответствии с рекомендацией [1, с. 84] в сопряжении тихоходный вал – косозубое 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

корпусе. Благодаря этому, износ дорожки качения наружного кольца происходит более равномерно.

В соединении колеса с тихоходным валом применена призматическая шпонка, которая передаёт нагрузку своими боковыми гранями. ГОСТ 23360–78 [10] предусматривает поле допуска на ширину шпонки *h9* ,что делает возможным централизованное изготовление шпонок независимо от посадок, т. е. применять систему вала.

ГОСТ 23360–78 устанавливает поля допусков вала и втулки для трёх типов шпоночных соединений с призматическими шпонками – свободное, нормальное и плотное. Примем нормальный тип соединения, для которого установлено поле допуска *N9* для паза вала и *Js9* для паза втулки (колеса), что даёт посадку *N9/h9* в сопряжении шпонки и паза вала и посадку *Js9/h9* в сопряжении шпонки с пазом в отверстии колеса. Обе посадки являются переходными, т. е. при различных сочетаниях действительных размеров пазов в пределах полей допусков в сопряжении может быть как зазор, так и натяг. Однако вследствие нормального закона рассеивания размеров в пределах полей допусков при изготовлении шпоночных пазов на валу и втулке для нормального типа соединения возникает большая вероятность получения натяга в сопряжении шпонки с валом и зазора в сопряжении со втулкой, что не позволяет шпонке выпадать из паза вала при монтаже и компенсировать неизбежные неточности размеров, формы и расположения пазов и тем самым обеспечивать собираемость в процессе сборки.

Для контроля уровня масла в редукторе предусмотрен жезловый маслоуказатель с гладкой цилиндрической шейкой, которая сопрягается с отверстием в корпусе редуктора. В этом соединении примем посадку *H9/d9.*

12 Перечень чертежей и спецификаций курсового проекта

1. ДМ 09 – 10.01.00СБ. Редуктор цилиндрический. 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 цилиндрический. Спецификация.

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 втузов / 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 цилиндрических зубчатых передач на прочность : методические указания по курсовому проектированию деталей машин / сост. В. Н. Никитин. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2004. – 28 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 / сост. В. Н. Никитин. – 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.

8. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёты на прочность.

9. ГОСТ 16531–83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.

10. ГОСТ 23360 – 78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

3. ВОПРСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Какие параметры определяются при кинематическом расчёте привода?
2. Каково назначение редуктора?
3. Основные геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи. Как они между собой связаны?
4. Какие силы действуют в зацеплении косозубой цилиндрической передачи?
5. Чем объясняется повышение нагрузочной способности косозубых и шевронных 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 их на 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.
2. ГОСТ 2.106–96. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы.
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 втузов / 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.