

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет»
(ФГБОУ ВО «КубГТУ»)

Институт Машиностроения и автосервиса

Кафедра Наземного транспорта и механики

Направление подготовки 23.03.03

Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

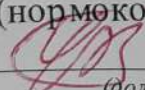
Профиль Автомобильный сервис

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине Детали машин и основы конструирования
на тему: «Механический привод шаровой мельницы»

Выполнил студент Агасян Р.К. курса 3 группы 17-МБ-ЭТ1


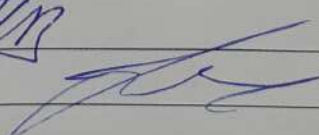
Допущен к защите 16.03.2020
(дата)

Руководитель (нормоконтролер)
работы  Чумак П.В.
(должность, подпись, дата)

Защищен 16.03.20
(дата)

Оценка удовл

Члены комиссии:

Чумак П.В. 
Вашин Н.А. 

(должность, подпись, дата, расшифровка подписи)

Краснодар 2019 г.

Дубликат

ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет»
(ФГБОУ ВО «КубГТУ»)

Институт Машиностроения и автосервиса
Кафедра Наземного транспорта и механики
Направление подготовки/специальность 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов
(код и наименование направления подготовки/специальности)
Профиль/специализация Автомобильный сервис
(наименование профиля/специальности)

УТВЕРЖДАЮ

И. о. зав. кафедрой НТиМ

доц. Война А.А.

20 г.

(подпись, дата)

ЗАДАНИЕ 07

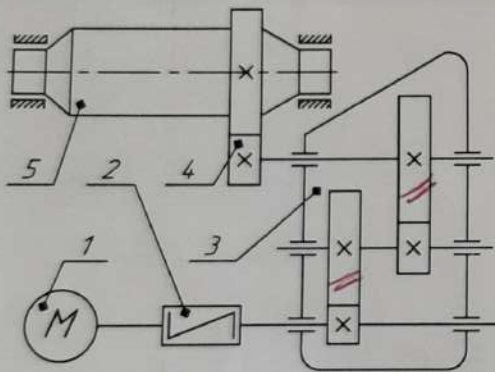
на курсовой проект

Студенту(-ке) Агаев Р. курса 2 группы 17-МБ-ЭТ1

Тема проекта/работы: « Механический привод шаровой мельницы »
(утверждена указанием директора института № от 20 г.)

План проекта/работы:

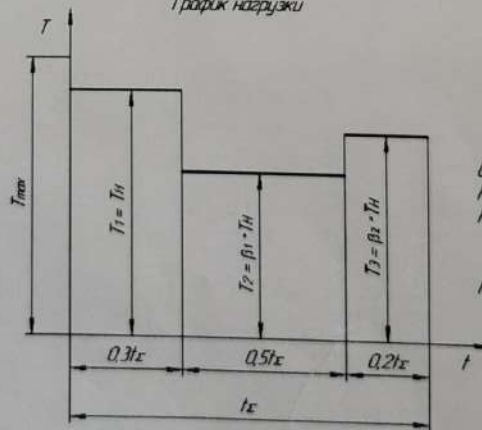
1. Кинематический и силовой расчет привода. Проектный расчет зубчатой передачи редуктора.
2. Проектный расчет валов. Эскизная компоновка редуктора, конструирование корпуса
3. Выполнение чертежей. Проверка КП на антиплагиат



1. Электродвигатель
2. Муфта упругая
3. Редуктор цилиндрический горизонтальный
4. Открытая цилиндрическая передача
5. Шаровая мельница (барaban)

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Номинальная мощность на мельничном барабане	50	18	2.6	3.0	4.6	3.4	4.1	2.8	2.0	1.3	2.9
Частота вращения барабана	22	38	50	4.2	4.8	25	15	15	12	30	30
β_1	0.7	0.6	0.8	0.4	0.4	0.5	0.3	0.5	0.8	0.7	0.7
β_2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.4

График нагрузки



Срок службы - четыре года;
Работа в две смены;
Kгод = 0.67 - коэффициент использования передачи в течение года;
Kп = 2.2 - коэф. пик нагрузки

Объем проекта/работы:

а) пояснительная записка 30 - 50 стр.

б) иллюстративная часть формат А1 лист(-ов)

Рекомендуемая литература: согласно прилагаемого списка

Срок выполнения: с « » по « » 20 г.

Срок защиты: « » 20 г.

Дата выдачи задания: « » 20 г.

Дата сдачи проекта/работы на кафедру: « » 20 г.

Руководитель проекта доцент Чумак П.В.
(должность, подпись, дата)

Чумак П.В.
(Ф.И.О.)

Задание принял(-а) студент(-ка) Агаев Р.К.
(подпись, Ф.И.О.)

Реферат

Курсовой проект: 55 с., 10 рис., 11 табл., 4 источника, иллюстративная часть - 1 лист формата А1, 1 лист формата А3 и 1 лист формата А4.

РЕДУКТОР, ВАЛ, ПОДШИНИК, БОЛТ, ШАЙБА, МУФТА ШЕСТЕРНЯ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ЭЛЕКТРОДВИГПТЕЛЬ, ШПОНКА, ПОСАДКА, КОРПУС, ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

Объектом курсового проекта является механический привод шаровой мельницы.

В данном курсовом проекте проведен расчет и выбор оптимальных размеров редуктора, выбор материалов и определение допускаемых напряжений для передач, подсчитаны крутящие моменты, подобраны подшипники и посчитана их долговечность, выбраны шпонки и проверены на прочность, выполнена эскизная компоновка редуктора, подобраны посадки его деталей. Посчитаны геометрические размеры зубчатых передач (диаметры вершин, диаметры впадин, делительные диаметры, ширина шестерен и зубчатых колес.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Агасян Р.К.			Пояснительная записка к курсовому проекту	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Чумак П.В.					3	55
Реценз.						КубГТУ каф. НТиМ 17-МБ-ЭТ1		
Н. Контр.		Чумак П.В.						
Утверд.								

Содержание

Введение.....	5
Нормативные ссылки.....	6
1 Кинематический анализ механизма... ..	8
2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.....	12
2.1 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для первой (быстроходной) зубчатой пары.....	12
2.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для второй (тихоходной) зубчатой пары.....	16
3 Проектный расчет механизма.....	21
3.1 Проектный расчет быстроходной передачи.....	21
3.2 Проектный расчет тихоходной передачи.....	26
4 Расчет открытой передачи... ..	31
5 Проектный расчет валов.....	34
6 Эскизная компоновка.....	39
6.1 Конструирование валов.....	39
6.2 Предварительный выбор подшипников.....	39
6.3 Выбор способа смазки передачи и подшипников.....	40
6.4 Выбор крышек подшипниковых узлов и уплотнений.....	40
6.5 Графическая часть эскизной компоновки редуктора.....	41
7 Определение внутренних силовых факторов в сечениях тихоходного вала.....	44
8 Проверка подшипников на долговечность.....	47
9 Выбор шпонок и проверка их на прочность.....	49
10 Выбор муфт.....	52
11 Выбор посадок деталей редуктора.....	53
12 Заключение... ..	54
13 Список используемых источников... ..	55

Введение

Машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей экономики, так как основные производственные процессы выполняют машины. Поэтому и технический уровень многих отраслей в значительной мере определяет уровень развития машиностроения

Объектом нашего расчета в курсовом проекте является двухступенчатый редуктор - механизм, состоящий из зубчатой передачи, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. В процессе работы он увеличивает вращающий момент и уменьшает частоту вращения.

Редуктор представляет собой сложный механизм. Он состоит из червячных или зубчатых передач благодаря которым происходит вращение вала рабочего механизма.

Важной целью выполняемого проекта является развитие инженерного мышления, включающее умения использовать предшествующий опыт, находить новые идеи, моделировать, используя аналоги. Курсовому проекту по деталям машин свойственна многовариантность решений при одном и том же задании развивает у студентов мыслительную деятельность и инициативу.

Важнейшая задача курсового проектирования – развитие умения разрабатывать техническую документацию. Базируясь на исходных предпосылках из курса графики и машиностроительного черчения, в процессе самостоятельной работы над курсовым проектом, студенты овладевают свободным чтением и выполнением чертежей неограниченной сложности.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		5

Нормативные ссылки

ГОСТ Р 1.5-2004 Стандарты национальные РФ. Правила построения, изложения, оформления и обозначения.

ГОСТ 2.102-68 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.

ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах.

ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений.

ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 2.309-73 ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхностей.

ГОСТ 2.310-68 ЕСКД. Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки.

ГОСТ 2.315-68 ЕСКД. Изображения упрощенные и условные крепежных деталей.

ГОСТ 2.316-2008 ЕСКД. Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц.

ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.

ГОСТ 1050-88 Сталь углеродистая качественная конструкционная.

ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные.

ГОСТ 4543-71 Сталь легированная конструкционная. Марки и технические требования.

ГОСТ 6402-70 Шайбы пружинные, тип Н- нормальные.

ГОСТ 6636-69 Нормальные линейные размеры.

ГОСТ 7798-70 Болты с шестигранной головкой класса точности В.

ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиально упорные.

ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые, армированные для уплотнения валов.

ГОСТ 9563-60 Модули зубчатых передач.

ГОСТ 11738-84 Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» класса точности А.

ГОСТ 14734-69 Шайбы концевые. Конструкция.

ГОСТ 16531-83 Передачи зубчатые цилиндрические термины, определения и обозначения.

ГОСТ 18511-73 Крышки торцевые глухие. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18512-73 Крышки торцевые с отверстием для манжетного уплотнения.

ГОСТ 20424-96 Муфты упругие втулочно - пальцевые. Параметры и размеры.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		6

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

ГОСТ 25346-89 Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок.

ГОСТ 25347-82 Единая система допусков и посадок. Поля допусков.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		7

1 Кинематический и силовой анализ механизма

Расчет общего коэффициента полезного действия (КПД) привода и требуемой мощности электродвигателя

Общий коэффициент полезного действия привода $\zeta_{\text{общ}}$ равен отношению полезной мощности $P_{\text{вых}} = P_5$, расходуемой на выполнение заданных технологических операций, к затраченной мощности $P_{\text{дв.тр.}}$ электродвигателя, т.е.:

$$\zeta_{\text{общ}} = \frac{P_{\text{вых.}}}{P_{\text{дв.тр.}}} \quad (1)$$

Общий КПД привода (при последовательной схеме) равен произведению КПД его элементов, имеющих в кинематической схеме:

$$\zeta_{\text{вых.}} = \zeta_{\text{муф.}} \cdot \zeta_{\text{з.п.}}^2 \cdot \zeta_{\text{п.п.}}^4 \cdot \zeta_{\text{о.п.}}; \quad (2)$$

где $\zeta_{\text{муф.}}$ - КПД соединительной муфты;

$\zeta_{\text{з.п.}}$ - КПД закрытой зубчатой передачи;

$\zeta_{\text{п.п.}}$ - КПД подшипников качения;

$\zeta_{\text{о.п.}} = \eta_{\text{з.п.мин.}}$ - КПД открытой зубчатой передачи.

Значения $\zeta_{\text{муф.}}$, $\zeta_{\text{з.п.}}$ и $\zeta_{\text{п.п.}}$ берутся из таблицы [1, с.7, табл. 1].

Подобрав все значения КПД согласно таблице 1 найдем $\zeta_{\text{общ.}}$:

$$\zeta_{\text{общ.}} = 1 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,94 = 0,867.$$

После расчета общего ориентировочного КПД привода по зависимости (2) определяют из формулы (1) требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв.тр.}} = \frac{P_{\text{вых.}}}{\zeta_{\text{общ.}}} \quad (3)$$

Требуемая мощность электродвигателя по формуле (3) равна, кВт :

$$P_{\text{дв.тр.}} = \frac{5}{0,867} = 5,76.$$

Выбор электродвигателя

В [1, с.9, табл.2] выбираем электродвигатели с учетом перегрузки не превышающей 8%, имеющие ближайшую номинальную мощность $P_{\text{ном}} = 5,5$ кВт по отношению к требуемой мощности $P_{\text{дв.тр.}} = 5,76$ кВт, рассчитанной по формуле (3). Параметры электродвигателей приведем в таблице 1.

Найдем общее передаточное число привода $U_{\text{общ.}}$:

$$U_{\text{общ.}} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_{\text{вых.}}} ; \quad (5)$$

где $n_{\text{дв.}}$ - номинальная частота вращения двигателя соответственно типу;

$n_{\text{вых.}}$ - частота вращения выходного вала.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		8

Найдем общее передаточное отношение привода $U_{\text{общ}}$, для двигателя 4A100S2Y3:

$$U_{\text{общ.}} = \frac{2880}{22} = 130,9.$$

Найдем общее передаточное отношение привода $U_{\text{общ}}$, для двигателя 4A100L4Y3:

$$U_{\text{общ.}} = \frac{1445}{22} = 65,9.$$

Найдем общее передаточное отношение привода $U_{\text{общ}}$, для двигателя 4A112MB6X3:

$$U_{\text{общ.}} = \frac{950}{22} = 43,9.$$

Найдем общее передаточное отношение привода $U_{\text{общ}}$, для двигателя 4A132S8Y3:

$$U_{\text{общ.}} = \frac{720}{22} = 32,7.$$

Полученные вычисления занесем в таблицу 2.

Таблица 1 – Выбор электродвигателя

Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{\text{ном.}}$, кВт	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном.}}$, мин ⁻¹	Общее передаточное число привода $U_{\text{общ.}}$
4A100L2Y3	5,5	2880	130,9
4A112M4Y3	5,5	1445	65,7
<u>4A132S6Y3</u>	<u>5,5</u>	<u>965</u>	<u>43,9</u>
4A132M8Y3	5,5	720	32,7

Общее передаточное число привода определяется по формуле:

$$U_{\text{общ.}} = U_{\text{о.п.}} \cdot U_{\text{з.п.1}} \cdot U_{\text{з.п.2}}; \quad (4)$$

где $U_{\text{о.п.}}$ – передаточное число открытой зубчатой передачи;

$U_{\text{з.п.1}}, U_{\text{з.п.2}}$ – передаточные числа первой и второй закрытой зубчатой передачи соответственно.

Из [1, с.9, табл.3] выбираем рекомендуемый интервал передаточных чисел механических передач, входящих в рассматриваемую кинематическую схему привода, и рассчитываем рекомендуемый интервал:

$$U_{\text{общ.}} = (2 \dots 6,3) \cdot (2 \dots 6,3) \cdot (2 \dots 6,3) = 8 \dots 250.$$

Из таблицы 2 видим, что для всех двигателей общее передаточное число привода попадает в рекомендуемый интервал. Поэтому можно взять любой из этих двигателей для дальнейших расчетов. Остановимся на первом двигателе 4A132S6УЗ с номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 5,5$ кВт, частотой вращения вала двигателя $n_{\text{ном}} = 965$ мин.⁻¹. В этом случае $U_{\text{общ.}} = 43,9$.

Определение кинематических и силовых параметров валов привода.

Произведем разбивку $U_{\text{общ.}} = 43,9$, между ступенями привода: первой зубчатой передачей, второй зубчатой передачей и открытой зубчатой передачей. Зададимся стандартным значением из [1, с.11] $U_{\text{зп1}} = 3,15$; $U_{\text{зп2}} = 4$ из рекомендуемого интервала [1, с.9, табл.2]. Тогда передаточное число открытой передачи будет равно по формуле (5):

$$U_{\text{оп}} = \frac{U_{\text{общ.}}}{U_{\text{зп1}} \cdot U_{\text{зп2}}}; \quad (5)$$

$$U_{\text{оп}} = \frac{43,9}{3,15 \cdot 4} = 3,47.$$

Полученное значение $U_{\text{оп}}$ попадает в рекомендуемый интервал. Окончательно имеем $U_{\text{зп1}} = 3,15$; $U_{\text{зп2}} = 4$; $U_{\text{оп}} = 3,47$.

Вращающий момент на двигателе Считается по формуле(6):

$$T_{\text{дв}} = \frac{30 \cdot P_{\text{дв.тр}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{п1}}}. \quad (6)$$

Частоты и вращающие моменты считаются по формулам (7) и (8) соответственно:

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{U_{\text{пер}}}; \quad (7)$$

$$T_i = T_{i-1} \cdot U_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{пп}}; \quad (8)$$

где $U_{\text{пер}}, \eta_{\text{пер}}$ – соответственно передаточное число и КПД механической передачи, через которую проходит силовой поток с $(i-1)$ -го на i -й вал;

n_i, T_i – соответственно частота вращения и вращающий момент i -го вала;

n_{i-1}, T_{i-1} – аналогичные параметры предыдущего в кинематической схеме $(i-1)$ -го вала.

Рассчитаем частоты вращения валов редуктора:

$$n_1 = n_2 = 965 \frac{\text{об.}}{\text{мин}} \text{ (т.к. валы 1 и 2 соединены муфтой);}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{зп1}} = \frac{965}{3,15} = 306,35 \frac{\text{об.}}{\text{мин.}}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{зп2}} = \frac{306,35}{4} = 76,59 \frac{\text{об.}}{\text{мин.}}$$

$$n_5 = \frac{n_4}{U_{оп}} = \frac{76,59}{3,47} = 22,07 \frac{\text{об.}}{\text{мин.}}$$

Рассчитаем вращающие моменты на валах редуктора:

$$T_1 = T_{дв} = \frac{30 \cdot 5,76 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 965} = 57,03 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{пп} = 57,03 \cdot 1 \cdot 0,99 = 56,46 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_{зп1} \cdot \eta_{зп1} \cdot \eta_{пп} = 56,46 \cdot 3,15 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 172,54 \text{ Нм};$$

$$T_4 = T_3 \cdot U_{зп2} \cdot \eta_{зп2} \cdot \eta_{пп} = 172,54 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 669,59 \text{ Нм};$$

$$T_5 = T_4 \cdot U_{оп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пп} = 669,59 \cdot 3,47 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 2162,24 \text{ Нм.}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КПДМ 07.01.00.000ПЗ

Лист

11

2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

2.1 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для первой (быстроходной) зубчатой пары

В таблице 2 представлены данные, необходимые для выбора материалов и определения допускаемых напряжений первой зубчатой пары.

Таблица 2- Исходные данные для быстроходной передачи

Наименование параметра, размерность	Обозначение, численное значение, указание
Схема передачи	Согласно техническому заданию
Номинальная частота вращения ведущей шестерни, мин ⁻¹	$n_2=965 \text{ мин}^{-1}$ по данным кинематического расчета
Номинальная частота вращения ведомого колеса, мин ⁻¹	$n_3=306,35 \text{ мин}^{-1}$ по данным кинематического расчета
Циклограмма или типовой режим нагружения передачи	1
Срок службы (ресурс) передачи, лет	4
Режим работы (продолжительность включения)	ПВ = 1

Расчет допускаемых напряжений для первой зубчатой пары при термической обработке улучшение приведен в таблице 3.

Таблица 3 – Расчет допускаемых напряжений для первой зубчатой пары при термической обработке улучшение.

Наименование, указание	Обозначение, формула, вычисление, величины	
	Шестерня	Колесо
1. Вариант материала и термической обработки зубьев (по таблице 1)	1	1
2. Марка стали	45	40
3. Термическая или химико-термическая обработка зубьев	Улучшение	Улучшение
4. Предполагаемый размер заготовки не более, мм	60	60
5. Способ получения заготовки	Прокат круглый	Поковка

6. Механические характеристики материалов твердость сердцевины, твердость поверхности зуба, предел текучести σ_T , Мпа	241...285 НВ 241...285 НВ 580	192...228 НВ 192...228 НВ 400
7. Наиболее вероятная твердость сердцевины	$HB_{1C} = \frac{241+285}{2} = 263$	$HB_{2C} = \frac{192+228}{2} = 210$
8. Наиболее вероятная (средняя) твердость по- верхности	$HB_{1П} = HB_{1C} = 263$	$HB_{2П} = HB_{2C} = 210$
9. Предел контактной вы- носливости материала, Мпа	$\sigma_{K SIN 1}^{\circ} = 2 \cdot HRC_{\text{э}1П} +$ $70 = 2 \cdot 59,5 + 70 = 596$	$\sigma_{K SIN 2}^{\circ} = 2 \cdot HRC_{\text{э}2П} +$ $70 = 2 \cdot 59,5 + 70 = 490$
10. Базовое число циклов нагружения при расчете по контактным напряжениям; приближенное значение принимают по данным ри- сунка 4.	$N_{KG1} = 30 \cdot (HB_{1П})^{2,4} =$ $= 30 \cdot 263^{2,4} =$ $= 19,3 \cdot 10^6$	$N_{KG2} = 30 \cdot (HB_{2П})^{2,4} =$ $= 30 \cdot 210^{2,4} = 11,2 \cdot 10^6$
11. Суммарное машинное время работы (ресурс) пе- редачи, часов;	$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут} \cdot ПВ = 4 \cdot 365 \cdot 0,67 \cdot$ $24 \cdot 0,67 \cdot 1 = 15729$ Где $L=4$ года; $K_{год}=0,67$; $K_{сут} = \frac{16}{24} = 0,67$; $ПВ=1$	
12. Фактическое число циклов перемены напряже- ний зубьев шестерни и ко- леса за заданный ресурс пе- редачи	$N_{K1} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_1 \cdot C_{B1} = 60 \cdot 15729 \cdot 965 \cdot 1 =$ $= 91 \cdot 10^7$ $N_{K2} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_2 \cdot C_{B2} = 60 \cdot 15729 \cdot 306,65 \cdot 1 =$ $= 28,9 \cdot 10^7$ где n_1 и n_2 - по данным таблицы 2.1, $C_{B1} = C_{B2} = 1$	
13. Коэффициент эквива- лентности при расчете по контактным напряжениям; определяют с учетом цик- лограммы нагружения или при заданном типовом ре- жиме нагружения	$\mu_H = \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_{\Sigma}} = \left(\frac{T_H}{T_H}\right)^3 \cdot 0,3 \frac{t_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} + \left(0,7 \frac{T_H}{T_H}\right)^3 \cdot 0,5 \frac{t_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} +$ $+ \left(0,3 \frac{T_H}{T_H}\right)^3 \cdot 0,2 \frac{t_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} = 0,485$	

<p>14. Эквивалентные числа циклов перемены напряжений зубьев шестерни и колеса при расчете по контактными напряжениям</p>	$N_{KE1} = \mu_K \cdot N_{K1} =$ $= 0,485 \cdot 91 \cdot 10^7 =$ $= 44,14 \cdot 10^7$	$N_{KE2} = \mu_K \cdot N_{K2} =$ $= 0,485 \cdot 28,9 \cdot 10^7 =$ $= 14 \cdot 10^7$
<p>15. Коэффициент долговечности материалов шестерни и колеса при расчете по контактными напряжениям</p>	<p>Поскольку эквивалентные числа циклов перемены напряжений N_{HE1} и N_{HE2} больше соответствующих базовых значений N_{HG1} и N_{HG2}, что указывает на работу материалов в зоне длительного предела выносливости, поэтому</p> $Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{3 \cdot 10^6}{44,14 \cdot 10^7}} = 0,88$ $Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{2 \cdot 10^6}{14 \cdot 10^7}} = 0,91$	
<p>16. Коэффициенты запаса прочности при расчете по контактными напряжениям;</p>	<p>При вероятности неразрушения $P_{(t)}=0,98$ имеем: $S_{H1}=1,1$ $S_{H2}=1,1$</p>	
<p>17. Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев, Мпа</p>	$[\sigma_{K1}] = \sigma^{\circ}_{K \sin 1} \cdot \frac{Z_{N1}}{S_{H1}} =$ $= 596 \cdot \frac{0,88}{1,1} = 476,8$	$[\sigma_{K2}] = \sigma^{\circ}_{K \sin 2} \cdot \frac{Z_{N2}}{S_{H2}} =$ $= 490 \cdot \frac{0,91}{1,1} = 405,4$
<p>18. Расчетное допускаемое контактное напряжение для проектного расчета передачи, Мпа</p>	<p>С учетом указаний для первого варианта термической обработки шестерни и колеса принимаем $[\sigma_K] = 405,4$</p>	
<p>19. Максимальное допускаемое контактное напряжение для проверки прочности зубьев при кратковременных перегрузках, Мпа</p>	$[\sigma_{K1 \text{ NAS}}] = 2,8 \cdot$ $\cdot \sigma_{t1} = 2,8 \cdot 580 =$ $= 1624$	$[\sigma_{K2 \text{ NAS}}] = 2,8 \cdot \sigma_{t2} =$ $= 2,8 \cdot 400 = 1120$
<p>20. Предел изгибной выносливости материалов, Мпа</p>	$\sigma^{\circ}_{F \sin 1} = 1,8 \cdot HB_{1C} = 1,8 \cdot$ $\cdot 263 = 473,4$	$\sigma^{\circ}_{F \sin 1} = 1,8 \cdot HB_{2C} = 1,8 \cdot$ $\cdot 210 = 378$
<p>21. Коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки</p>	$Y_{Z1}=0,9$	$Y_{Z2}=1,0$

<p>22. Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между смежными зубьями на их изгибную прочность</p>	<p>При окончательной механической обработке зубьев — шлифование рабочей и переходной поверхностей зубьев имеем: $Y_{R1}=Y_{R2}=1.2$</p>
<p>23. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки</p>	<p>Поскольку передача неревверсивная, принимаем $Y_A=1.0$</p>
<p>24. Коэффициент эквивалентности при расчете по напряжениям изгиба, при $q=6$</p>	$\mu_F = \left(\frac{T_i}{T_K}\right)^q \cdot \frac{t_i}{\Sigma T} = \left(\frac{T_K}{T}\right)^{-0,3} \frac{t_{\Sigma}}{t} + \left(0,7 \frac{T}{\Sigma T}\right) \cdot 0,5 \frac{T_K}{t} + \frac{t_{\Sigma}}{\Sigma} + \left(0,3 \frac{T_H}{T_H}\right)^6 \cdot 0,2 \frac{t_{\Sigma}}{t} = 0,3559$
<p>25. Эквивалентные числа циклов перемены напряжений зубьев шестерни и колеса при расчете по напряжениям изгиба</p>	$N_{FE1} = \mu_F \cdot N_{K1} = 0,3559 \cdot 91 \cdot 10^7 = 32,4 \cdot 10^7$ $N_{FE2} = \mu_F \cdot N_{K2} = 0,3559 \cdot 28,9 \cdot 10^7 = 10,3 \cdot 10^7$
<p>26. Коэффициенты долговечности материалов шестерни и колеса при расчете по напряжениям изгиба</p>	<p>Поскольку $N_{FE1} > N_{FG}=4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} > N_{FG}$, то в последующих расчетах с учетом ограничений принимаем минимальное значение коэффициента долговечности, т.е. $Y_{N1}=Y_{N2}=Y_{Nmin}=1$</p>
<p>27. Коэффициент запаса прочности при расчете по напряжениям изгиба выбирают в зависимости от обработки</p>	<p>При вероятности неразрушения $P_{(t)}=0,98$ имеем: $S_{F1}=1,75$ $S_{F2}=1,75$</p>
<p>28. Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса при расчете на выносливость, Мпа</p>	$[\sigma]_{F1} = \sigma^o \cdot Y_{F \sin 1} \cdot Y_{Z1} \cdot Y_{R1} \cdot Y_{\epsilon} \cdot \frac{F_{N1}}{S_{F1}} =$ $= 473,4 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot \frac{1}{1,75} \approx 292,2$ $[\sigma]_{F2} = \sigma^o \cdot Y_{F \sin 2} \cdot Y_{Z2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_{\epsilon} \cdot \frac{F_{N2}}{S_{F2}} =$ $= 378 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot \frac{1}{1,75} \approx 259,2$

29. Максимальные допускаемые напряжения изгиба для проверки прочности зубьев шестерни и колеса при кратковременных перегрузках, МПа	$[o_{F1NAS}] = 2,74 \cdot HB_{1C} = 2,74 \cdot 263 = 720,6$ $[o_{F2NAS}] = 2,74 \cdot HB_{2C} = 2,74 \cdot 210 = 574,4$	
Итоговые результаты определения допускаемых напряжений для зубчатой передачи		
Расчетное допускаемое контактное напряжение для проектного расчета передачи, МПа	$[o_K] = 405,4$	
Допускаемые напряжения при расчете на выносливость, МПа	$[o_{F1}] = 292,2$	$[o_{F2}] = 259,2$
Максимальные контактные напряжения для проверки прочности зубьев при кратковременных перегрузках, МПа	$[o_{K1 NAS}] = 1624$	$[o_{K2 NAS}] = 1120$
Максимальные допускаемые напряжения изгиба для проверки прочности при кратковременных перегрузках, МПа	$[o_{F1NAS}] = 720,6$	$[o_{F2NAS}] = 574,4$

2.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для второй (тихоходной) зубчатой пары

В таблице 4 представлены данные, необходимые для выбора материалов и определения допускаемых напряжений первой зубчатой пары.

Таблица 4- Исходные данные для быстроходной передачи

Наименование параметра, размерность	Обозначение, численное значение, указание
Схема передачи	Согласно техническому заданию
Номинальная частота вращения ведущей шестерни, мин ⁻¹	$n_3 = 306,65 \text{ мин}^{-1}$ по данным кинематического расчета

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Номинальная частота вращения ведомого колеса, мин ⁻¹	$n_4=109,41 \text{ мин}^{-1}$ по данным кинематического расчета
Циклограмма или типовой режим нагружения передачи	1
Срок службы (ресурс) передачи, лет	4
Режим работы (продолжительность включения)	ПВ = 1

Расчет допускаемых напряжений для второй зубчатой пары при термической обработке улучшение приведен в таблице 5.

Таблица 5 – Расчет допускаемых напряжений для второй зубчатой пары при термической обработке улучшение.

Наименование, указание	Обозначение, формула, вычисление, величины	
	Шестерня	Колесо
1. Вариант материала и термической обработки зубьев (по таблице 1)	1	1
2. Марка стали	45	40
3. Термическая или химико-термическая обработка зубьев	Улучшение	Улучшение
4. Предполагаемый размер заготовки не более, мм	60	60
5. Способ получения заготовки	Прокат круглый	Поковка
6. Механические характеристики материалов твердость сердцевины, твердость поверхности зуба, предел текучести σ_t , Мпа	241...285 НВ 241...285 НВ 580	192...228 НВ 192...228 НВ 400
7. Наиболее вероятная твердость сердцевины	$HV_{3C} = \frac{241+285}{2} = 263$	$HV_{4C} = \frac{192+228}{2} = 210$
8. Наиболее вероятная (средняя) твердость поверхности	$HV_{3П} = HV_{2C} = 263$	$HV_{4П} = HV_{2C} = 210$
9. Предел контактной выносливости материала, Мпа	$\sigma_{K \text{ SIN } 3}^{\circ} = 2 \cdot HRC_{3П} + 70 = 2 \cdot 59,5 + 70 = 596$	$\sigma_{K \text{ SIN } 4}^{\circ} = 2 \cdot HRC_{34П} + 70 = 2 \cdot 59,5 + 70 = 490$

<p>10. Базовое число циклов нагружения при расчете по контактными напряжениям; приближенное значение принимают по данным рисунка 4.</p>	$N_{KG3} = 30 \cdot (HB_{3П})^{2,4} =$ $= 30 \cdot 263^{2,4} =$ $= 19,3 \cdot 10^6$	$N_{KG4} = 30 \cdot (HB_{4П})^{2,4} =$ $= 30 \cdot 210^{2,4} = 11,2 \cdot 10^6$
<p>11. Суммарное машинное время работы (ресурс) передачи, часов;</p>	$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут} \cdot ПВ = 4 \cdot 365 \cdot 0,67 \cdot 24 \cdot 0,67 \cdot 1 = 15729$ <p>Где L=4 года; $K_{год}=0,67$; $K_{сут} = \frac{16}{24} = 0,67$; ПВ=1</p>	
<p>12. Фактическое число циклов перемены напряжений зубьев шестерни и колеса за заданный ресурс передачи</p>	$N_{K3} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_3 \cdot C_{B3} = 60 \cdot 15729 \cdot 306,65 \cdot 1 = 28,9 \cdot 10^7$ $N_{K4} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_4 \cdot C_{B4} = 60 \cdot 15729 \cdot 109,41 \cdot 1 = 10,3 \cdot 10^7$ <p>где n_3 и n_4 - по данным таблицы 2.1, $C_{B3} = C_{B4} = 1$</p>	
<p>13. Коэффициент эквивалентности при расчете по контактными напряжениям; определяют с учетом циклограммы нагружения или при заданном типовом режиме нагружения</p>	$\mu_H = \left(\frac{T_i}{T_K}\right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_{\Sigma}} = \left(\frac{\Gamma_K}{\Gamma_K}\right)^3 \cdot 0,3 \cdot \frac{t_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} + (0,7 \cdot \frac{T_K^3}{T_K}) \cdot 0,5 \cdot \frac{t_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} + (0,3 \cdot \frac{T_H^3}{T_H}) \cdot 0,2 \cdot \frac{t_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} = 0,485$	
<p>14. Эквивалентные числа циклов перемены напряжений зубьев шестерни и колеса при расчете по контактными напряжениям</p>	$N_{KE3} = \mu_K \cdot N_{K3} =$ $= 0,485 \cdot 28,9 =$ $= 14 \cdot 10^7$	$N_{KE4} = \mu_K \cdot N_{K4} =$ $= 0,485 \cdot 10,3 =$ $= 5 \cdot 10^7$
<p>15. Коэффициент долговечности материалов шестерни и колеса при расчете по контактными Напряжениям</p>	<p>Поскольку эквивалентные числа циклов перемены напряжений N_{HE3} и N_{HE4} больше соответствующих базовых значений N_{HG3} и N_{HG4}, что указывает на работу материалов в зоне длительного предела выносливости, поэтому</p> $Z_{N3} = \sqrt[20]{\frac{N_{HG3}}{N_{HE3}}} = \sqrt[20]{\frac{19,3 \cdot 10^6}{14 \cdot 10^7}} = 0,91$ $Z_{N4} = \sqrt[20]{\frac{N_{HG4}}{N_{HE4}}} = \sqrt[20]{\frac{11,2 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^7}} = 0,93$	
<p>16. Коэффициенты запаса прочности при расчете по контактными напряжениям;</p>	<p>При вероятности неразрушения $P_{(t)}=0,98$ имеем:</p> $S_{H3}=1,1 \qquad S_{H4}=1,1$	

<p>17. Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев, МПа</p>	$[\sigma_{K3}] = \sigma^{\circ} \cdot \frac{Z_{N3}}{K_{SIN3} \cdot S_{H3}} = 596 \cdot \frac{0,91}{1,1} = 493,1$	$[\sigma_{K4}] = \sigma^{\circ} \cdot \frac{Z_{N4}}{K_{SIN4} \cdot S_{H4}} = 490 \cdot \frac{0,93}{1,1} = 414,3$
<p>18. Расчетное допускаемое контактное напряжение для проектного расчета передачи, МПа</p>	<p>С учетом указаний для первого варианта термической обработки шестерни и колеса принимаем $[\sigma_K] = 414,3$</p>	
<p>19. Максимальное допускаемое контактное напряжение для проверки прочности зубьев при кратковременных перегрузках, МПа</p>	$[\sigma_{K3NAS}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 580 = 1624$	$[\sigma_{K4NAS}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 400 = 1120$
<p>20. Предел изгибной выносливости материалов, МПа</p>	$\sigma_{F SIN 3}^{\circ} = 1,8 \cdot HB_{1C} = 1,8 \cdot 263 = 473,4$	$\sigma_{F SIN 4}^{\circ} = 1,8 \cdot HB_{1C} = 1,8 \cdot 210 = 378$
<p>21. Коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки</p>	$Y_{Z3} = 0,9$	$Y_{Z4} = 1,0$
<p>22. Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между смежными зубьями на их изгибную прочность</p>	<p>При окончательной механической обработке зубьев — шлифование рабочей и переходной поверхности зубьев имеем: $Y_{R3} = Y_{R4} = 1,2$</p>	
<p>23. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки</p>	<p>Поскольку передача нереверсивная, принимаем $Y_A = 1,0$</p>	
<p>24. Коэффициент эквивалентности при расчете по напряжениям изгиба, при $q=6$</p>	$\mu_F = \left(\frac{T_i}{T_K}\right)^q \cdot \frac{t_i}{t_{\Sigma}} + \left(\frac{T_K}{T_{\Sigma}}\right)^{0,3} \cdot \frac{t_{\Sigma}}{t} + \left(\frac{T_K}{T_{\Sigma}}\right)^{0,7} \cdot \frac{t_{\Sigma}}{t} + \left(0,3 \frac{T_H}{T_H}\right)^6 \cdot 0,2 \frac{t_{\Sigma}}{t} = 0,3559$	
<p>25. Эквивалентные числа циклов перемены напряжений зубьев шестерни и колеса при расчете по напряжениям изгиба</p>	$N_{FE3} = \mu_F \cdot N_{K3} = 0,3559 \cdot 28,9 \cdot 10^7 = 10,3 \cdot 10^7$ $N_{FE4} = \mu_F \cdot N_{K4} = 0,3559 \cdot 10,3 \cdot 10^7 = 3,7 \cdot 10^7$	

26. Коэффициенты долговечности материалов шестерни и колеса при расчете по напряжениям изгиба	Поскольку $N_{FE3} > N_{FG}=4 \cdot 10^6$ и $N_{FE4} > N_{FG}$, то в последующих расчетах с учетом ограничений принимаем минимальное значение коэффициента долговечности, т.е. $Y_{N3}=Y_{N4}=Y_{N \min}=1$	
27. Коэффициент запаса прочности при расчете по напряжениям изгиба выбирают в зависимости от обработки	При вероятности неразрушения $P_{(t)}=0,98$ имеем: $S_{F3}=1,75$ $S_{F4}=1,75$	
28. Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса при расчете на выносливость, МПа	$[\sigma_{F3}] = \sigma^o \cdot Y_{F \sin 3} \cdot Y_{Z3} \cdot Y_{R3} \cdot Y_{\epsilon} \cdot \frac{F_{N3}}{S_{F3}} =$ $= 473,4 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot \frac{1}{1,75} \approx 292,2$ $[\sigma_{F4}] = \sigma^o \cdot Y_{F \sin 4} \cdot Y_{Z4} \cdot Y_{R4} \cdot Y_{\epsilon} \cdot \frac{F_{N4}}{S_{F4}} =$ $= 378 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot \frac{1}{1,75} \approx 259,2$	
29. Максимальные допускаемые напряжения изгиба для проверки прочности зубьев шестерни и колеса при кратковременных перегрузках, МПа	$[\sigma_{F3NAS}] = 2,74 \cdot HB_{3C} = 2,74 \cdot 263 = 720,6$ $[\sigma_{F4NAS}] = 2,74 \cdot HB_{4C} = 2,74 \cdot 210 = 575,4$	
Итоговые результаты определения допускаемых напряжений для зубчатой передачи		
Расчетное допускаемое контактное напряжение для проектного расчета передачи, МПа	$[\sigma_K] = 414,3$	
Допускаемые напряжения при расчете на выносливость, МПа	$[\sigma_{F3}] = 292,2$	$[\sigma_{F4}] = 259,2$
Максимальные контактные напряжения для проверки прочности зубьев при кратковременных перегрузках, МПа	$[\sigma_{K3NAS}] = 1624$	$[\sigma_{K4NAS}] = 1120$
Максимальные допускаемые напряжения изгиба для проверки прочности при кратковременных перегрузках, МПа	$[\sigma_{F3NAS}] = 720,6$	$[\sigma_{F4NAS}] = 575,4$

3 Проектный расчет механизма

3.1 Проектный расчет быстроходной передачи

Данные, необходимые для проектного расчета быстроходной передачи представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные, необходимые для расчета быстроходной передачи

Наименование параметра, размерность	Обозначение, численное значение, указание
Номинальный вращающий момент на ведомом валу (колесе) проектируемой передачи, Н·м	$T_3 = 172,54$
Номинальная частота вращения ведущего вала проектируемой передачи, мин ⁻¹	$n_2 = 965$
Передаточное число проектируемой передачи	$U_1 = 3,15$
Расчётное допускаемое контактное напряжение для материалов зубчатой пары, МПа	$[\sigma_H] = 405,4$
Коэффициент ширины зубчатого венца	$\Psi_{ba} = 0,25$
Коэффициент пиковой нагрузки	$K_{\Pi} = 2,2$

Предварительное значение межосевого расстояния a_w^* передачи из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев:

$$a_w^* = (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{282 \cdot T_3 \cdot K_A}{U_1 \cdot [\sigma_H] \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (9)$$

где K_K^* – предварительное значение коэффициента нагрузки – для быстроходной передачи $K_K^* = (1,3 \dots 1,45) \cdot K_A$;
где $K_A = 1,5$; тогда $K_K^* = (1,3 \dots 1,45) \cdot 1,5 = 1,95 \dots 2,175$; примем $K_K^* = 2$;

$[\sigma_H] = 405,4$ МПа – расчетное допускаемое напряжение для материалов зубчатой пары.

$$a_w^* = (3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{282 \cdot 172,54 \cdot 10^3 \cdot 2}{3,15 \cdot 405,4 \cdot 1 \cdot 0,25}} = 168,8 \text{ мм.}$$

Расчётную величину межосевого расстояния a_w^* округляем до ближайшего стандартного значения, откуда следует, что $a_w = 180$ мм.

Назначаем нормальный модуль зацепления m . При твёрдости зубьев колеса и шестерни больше 40HRC принимаем:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w; \quad (10)$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 180 = 1,8 \dots 3,6.$$

Принятое значение нормального модуля должно быть согласовано со стандартным рядом, откуда следует $m = 2$.

Задаёмся предварительным значением угла наклона линии зубьев β^* . Для косозубой цилиндрической передачи $\beta^* = 8^\circ \dots 22^\circ$, примем $\beta^* = 20^\circ$.

Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса по зависимости:

$$Z_{\Sigma}^* = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta^*}{N}; \quad (11)$$

$$Z_{\Sigma}^* = \frac{2 \cdot 180 \cos(20^\circ)}{2} = 169,1.$$

Расчётное значение Z_{Σ}^* округляем до целого $Z_{\Sigma} = 170$.

С учётом стандартных значений нормального модуля зацепления m , межосевого расстояния a_w и принятого числа зубьев Z_{Σ} находим действительный угол наклона линии зубьев β на делительном цилиндре:

$$\beta = \arccos\left(\frac{Z_{\Sigma} \cdot N}{2 \cdot a_w}\right); \quad (12)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{170 \cdot 2}{2 \cdot 180}\right) = 19,18814^\circ.$$

Определяем ширину b_2 и b_1 зубчатого колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 180 = 45 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 45 = 50,4 \text{ мм}.$$

Расчётные значения b_2 и b_1 округляем до нормальных линейных размеров по ГОСТ 663-69, тогда $b_2 = 45$ мм и $b_1 = 50$ мм.

Находим коэффициент осевого перекрытия:

$$s_p = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi} > \varepsilon_{\beta \min}; \quad (13)$$

$$s_p = \frac{50 \cdot \sin(19,18814^\circ)}{2 \cdot 3,14} = 3,14 > 1,12.$$

Вычисляем числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$Z_1^* = \frac{Z_{\Sigma}}{u_{1+1}} = \frac{170}{3,15+1} = 41;$$

Расчётные значения Z_1^* и Z_2^* округляют до целых чисел $Z_1=41$ и $Z_2=129$.

Фактическое передаточное число передачи:

$$U_{1\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{129}{41} = 3,146.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного:

$$AU = \frac{U_1 - U_{1\phi}}{U_1} \cdot 100 \leq [AU]; \quad (14)$$

$$AU = \frac{3,15 - 3,146}{3,15} \cdot 100 = 0,13 \% \leq \pm 4\%.$$

Основные геометрические размеры зубчатой передачи.

Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{N \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 41}{\cos 19,18814^\circ} = 87 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{N \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 129}{\cos 19,18814^\circ} = 273 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{87 + 273}{2} = 180 \text{ мм},$$

Окружная скорость в зацеплении, м/с:

$$V = \frac{n \cdot d_1 \cdot n_2}{3,14 \cdot 87 \cdot 965} = 4,39 \text{ .} \quad (15)$$

Степень точности по ГОСТ 1643-81 девятая.

Фактическое значение коэффициента нагрузки при расчёте по контакт-ным напряжениям:

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (16)$$

где K_{HV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку в передаче при расчёте на прочность активных поверхностей зубьев, его находят с учётом назначенной степени точности передачи, окружной скорости V в зацеплении и твёрдости рабочих поверхностей зубьев;

$$K_{HV} = 1 + 0,02 \cdot V = 1 + 0,014 \cdot 4,39 = 1,0878;$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев при расчёте на прочность их активных поверхностей, определяется в зависимости от расположения зубчатых колёс проектируемой передачи относительно опор, твердости рабочих поверхностей зубьев и относительной ширине колеса;

$$K_{H\beta} = 1 + 0,33 \cdot \psi_{bd};$$

где ψ_{bd} – относительная ширина колёс;

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U + 1) = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (3,15 + 1) = 0,5188;$$

$$K_{H\beta} = 1 + 0,33 \cdot 0,5188 = 1,1;$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчёте на прочность их активных поверхностей;

$$K_{H\alpha} = 1,10 + 0,008 \cdot V = 1,10 + 0,008 \cdot 4,39 = 1,08512;$$

$$K_H = 1,5 \cdot 1,0878 \cdot 1,1 \cdot 1,0812 = 1,99.$$

Коэффициент Z_M , учитывающий механические свойства сопряжённых зубчатых колёс, принимают в зависимости от материалов.

Для стальных зубчатых колёс $Z_M = 190 \text{ Н}^{0,5}/\text{мм}$.

Коэффициент $Z_H = 2,39$, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяем по в зависимости от коэффициента смещения X исходного контура и угла наклона β линии зубьев на делительном цилиндре.

Для некоррегированных зубчатых передач $X = 0$.

Коэффициент Z_ε , учитывающий суммарную длину контактных линий зубьев, находим с учетом значений коэффициентов торцевого ε_a и осевого ε_β перекрытия.

Для некоррегированных передач:

$$s_\alpha \approx [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2})] \cdot \cos \beta; \quad (17)$$

$$s_\alpha \approx [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{41} + \frac{1}{129})] \cdot \cos 19,18814^\circ = 1,86 \text{ .}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Принимаем $Z_e = 0,77$.

Действительное контактное напряжение на активных поверхностях зубьев при фактических параметрах передачи:

$$\sigma_K = Z_M \cdot Z_K \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (U_{1\phi} + 1)}{b_2 \cdot d_1 \cdot U_{1\phi}}}; \quad (18)$$

где, F_{t1}, F_{t2} – окружное усилие, действующее в зубчатом зацеплении, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3}{d_2 \cdot y} = \frac{2 \cdot 172,54 \cdot 10}{2731 \cdot 1} = 1579;$$

$$\sigma_K = 190 \cdot 2,39 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{1579 \cdot 1,99 \cdot 3146 + 1}{45 \cdot 87 \cdot 3,146}} = 359,6 \text{ МПа.}$$

Отклонение действительного контактного напряжения σ_H от допускаемого $[\sigma_H]$:

$$A_{oK} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{405,4 - 359,6}{405,4} \cdot 100 = 11,3 \%$$

При перегрузке отклонение действительного контактного напряжения должно быть не более 5%, при недогрузке не более 15%. В нашем случае недогрузка 10,1 %, что соответствует норме.

Проверка контактной прочности зубьев при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{KNAS} = \sigma_K \cdot \sqrt{K_n} \leq 2380 \text{ МПа}; \quad (19)$$

$$\sigma_{KNAS} = 359,6 \cdot \sqrt{2,2} = 533,4 \leq 1120 \text{ МПа.}$$

где $K_n = 2,2$ - коэффициент пиковой нагрузки, задан техническим заданием.

Фактическое значение коэффициента нагрузки при расчете на прочность зубьев при изгибе:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{AE} \cdot K_{Fp} \cdot K_{F\alpha};$$

где K_{FV} - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку. Числовое значение находим по зависимости;

$$K_{FV} = 1 + 0,038 \cdot V = 1 + 0,038 \cdot 4,39 = 1,16682;$$

K_{Fp} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев при расчете на прочность зубьев при изгибе;

$$K_{Fp} = 1 + 0,31 \cdot \sqrt{b_{bd}} = 1 + 0,31 \cdot 0,51875 = 1,19;$$

$K_{F\alpha} = 1$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете их на изгибную прочность.

$$K_F = 1,16682 \cdot 1,5 \cdot 1,19 \cdot 0,91 = 1,9.$$

Проверяем усталостную прочность зубьев шестерни и колеса по напряжениям изгиба, сопоставляя местные напряжения изгиба σ_{F1} и σ_{F2} в опасном сечении на переходной поверхности с допускаемыми напряжениями:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot F_{FC1} \cdot F_p}{b_1 \cdot N \cdot s_\alpha} \leq [\sigma_{F2}]; \quad (20)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot F_{FC2} \cdot F_p}{b_2 \cdot N \cdot s_\alpha} \leq [\sigma_{F2}]; \quad (21)$$

где Y_{FS1} и Y_{FS2} – коэффициенты, учитывающие для шестерни и колеса форму их зубьев и концентрацию напряжений. Численные значения Y_{FS1} и Y_{FS2} находим с учетом величины коэффициента смещения X исходного контура и эквивалентных чисел зубьев Z_{V1} и Z_{V2} :

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{41}{\cos^3 19,18814^\circ} = 48,7 \approx 49;$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{129}{\cos^3 19,18814^\circ} = 153,1 \approx 153.$$

Тогда $Y_{FS1} = 3,67$ и $Y_{FS2} = 3,59$.

Коэффициент Y_β , учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - s_\beta \cdot \frac{b}{120^\circ} \geq 0,7; \quad (22)$$

$$Y_\beta = 1 - 3,14 \frac{19,18814^\circ}{120^\circ} = 0,5.$$

Тогда допускаемы напряжения:

$$\sigma_{F1} = \frac{1579 \cdot 1,9 \cdot 3,67 \cdot 0,7}{50 \cdot 2 \cdot 1,68} = 45,9 \leq 292,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1579 \cdot 1,9 \cdot 3,59 \cdot 0,7}{45 \cdot 2 \cdot 1,68} = 99,3 \leq 259,2 \text{ МПа}.$$

Проверка изгибной прочности зубьев шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F1NAS} = \sigma_{F1} \cdot K_\Pi \leq [\sigma_{F1NAS}]; \quad (23)$$

$$\sigma_{F2NAS} = \sigma_{F2} \cdot K_\Pi \leq [\sigma_{F2NAS}]; \quad (24)$$

$$\sigma_{F1NAS} = 45,9 \cdot 2,2 = 101 \text{ МПа} \leq 720,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2NAS} = 99,3 \cdot 2,2 = 404,08 = 218 \text{ МПа} \leq 574,4 \text{ МПа}.$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot N = 87 + 2 \cdot 2 = 91 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot N = 273 + 2 \cdot 2 = 277 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot N = 87 - 2,5 \cdot 2 = 82 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot N = 273 - 2,5 \cdot 2 = 268 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатых венцов:

$$b_1 = 50 \text{ мм};$$

$$b_2 = 46 \text{ мм}.$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = a_w = 180.$$

Усилия, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи.

Окружное усилие: $F_{t1} = F_{t2} = 1579 \text{ Н};$

Радиальное усилие:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1579,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 19,18814^\circ} = 608,5 \text{ Н};$$

Осевое усилие:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1579 \cdot \operatorname{tg} 19,18814^\circ = 549,5 \text{ Н}.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

3.2 Проектный расчет тихоходной передачи

Данные, необходимые для проектного расчета тихоходной передачи представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Данные, необходимые для расчета быстроходной передачи

Наименование параметра, размерность	Обозначение, численное значение, указание
Номинальный вращающий момент на ведомом валу (колесе) проектируемой передачи, Н·м	$T_4 = 669,59 \text{ Нм}$
Номинальная частота вращения ведущего вала проектируемой передачи, мин^{-1}	$n_3 = 306,35$
Передаточное число проектируемой передачи	$U_2 = 4$
Расчётное допускаемое контактное напряжение для материалов зубчатой пары, МПа	$[\sigma_H] = 414,3$
Коэффициент ширины зубчатого венца	$\Psi_{ba} = 0,315$
Коэффициент пиковой нагрузки	$K_{\Pi} = 2,2$

Предварительное значение межосевого расстояния a_w^* передачи из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев:

$$a_w^* = (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{282}{U_2 \cdot [\sigma_H]} \cdot \frac{T_4 \cdot K_K}{y \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (9)$$

где K_K – предварительное значение коэффициента нагрузки – для быстроходной передачи $K_K^* = (1,3 \dots 1,45) \cdot K_A$;
 где $K_A = 1,5$; тогда $K_K^* = (1,3 \dots 1,45) \cdot 1,5 = 1,95 \dots 2,175$; примем $K_K^* = 2$;

$[\sigma_H] = 414,3 \text{ МПа}$ – расчетное допускаемое напряжение для материалов зубчатой пары.

$$a_w^* = (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{282}{4 \cdot 414,3} \cdot \frac{669,59 \cdot 10^3 \cdot 2}{1 \cdot 0,315}} = 248 \text{ мм.}$$

Расчётную величину межосевого расстояния a_w^* округляем до ближайшего стандартного значения, откуда следует, что $a_w = 250 \text{ мм}$.

Назначаем нормальный модуль зацепления m . При твёрдости зубьев колеса и шестерни больше 40HRC принимаем:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w \quad ; \quad (10)$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 250 = 2,5 \dots 5.$$

Принятое значение нормального модуля должно быть согласовано со стандартным рядом, откуда следует $m = 3$.

Задаёмся предварительным значением угла наклона линии зубьев β^* . Для косозубой цилиндрической передачи $\beta^* = 8^\circ \dots 22^\circ$, примем $\beta^* = 20^\circ$.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса по зависимости:

$$Z_{\Sigma}^* = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta^*}{N}; \quad (11)$$

$$Z_{\Sigma}^* = \frac{2 \cdot 250 \cos(20^\circ)}{3} = 156,6.$$

Расчётное значение Z_{Σ}^* округляем до целого $Z_{\Sigma} = 157$.

С учётом стандартных значений нормального модуля зацепления m , межосевого расстояния a_w и принятого числа зубьев Z_{Σ} находим действительный угол наклона линии зубьев β на делительном цилиндре:

$$\beta = \arccos\left(\frac{Z_{\Sigma} \cdot N}{2 \cdot a_w}\right); \quad (12)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{157 \cdot 3}{2 \cdot 250}\right) = 19,60981^\circ.$$

Определяем ширину b_2 и b_1 зубчатого колеса и шестерни:

$$b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 250 = 78,8 \text{ мм};$$

$$b_3 = 1,12 \cdot b_4 = 1,12 \cdot 78,8 = 88,3 \text{ мм}.$$

Расчётные значения b_4 и b_2 округляем до нормальных линейных размеров по ГОСТ 663-69, тогда $b_4 = 79$ мм и $b_3 = 88$ мм.

Находим коэффициент осевого перекрытия:

$$s_p = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi} > \varepsilon_{\beta \min}; \quad (13)$$

$$s_p = \frac{79 \cdot \sin(19,60981^\circ)}{3 \cdot 3,14} = 2,81 > 1,12.$$

Вычисляем числа зубьев шестерни Z_3 и колеса Z_4 :

$$Z_3^* = \frac{Z_{\Sigma}^*}{u_2+1} = \frac{157}{4+1} = 31,4;$$

$$Z_4^* = Z_{\Sigma} - Z_3^* = 157 - 31,4 = 125,6.$$

Расчётные значения Z_3^* и Z_4^* округляют до целых чисел $Z_3=31$ и $Z_4=126$.

Фактическое передаточное число передачи:

$$U_{2\phi} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{126}{31} = 4,06.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного:

$$AU = \frac{U_2 - U_{2\phi}}{U_2} \cdot 100 \leq [AU]; \quad (14)$$

$$AU = \frac{4 - 4,06}{4} \cdot 100 = -1,5 \% \leq \pm 4\%.$$

Основные геометрические размеры зубчатой передачи.

Делительные диаметры:

$$d_3 = \frac{N \cdot Z_3}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 31}{\cos 19,60981^\circ} = 98,7 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{N \cdot Z_4}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 126}{\cos 19,60981^\circ} = 401,3 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{98,7 + 401,3}{2} = 250 \text{ мм},$$

вычисления выполнены с точностью до 0,01 мм.

Окружная скорость в зацеплении, м/с:

$$V = \frac{n \cdot d^3 \cdot n_3}{6 \cdot 10^4} \quad (15)$$
$$V = \frac{3,14 \cdot 98,7 \cdot 172,54}{6 \cdot 10^4} = 0,89 .$$

Степень точности по ГОСТ 1643-81 девятая.

Фактическое значение коэффициента нагрузки при расчёте по контакт-ным напряжениям:

$$K_{H2} = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} ; \quad (16)$$

где K_{HV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку в передаче при расчёте на прочность активных поверхностей зубьев, его находят с учётом назначенной степени точности передачи, окружной скорости V в зацеплении и твёрдости рабочих поверхностей зубьев;

$$K_{HV2} = 1 + 0,014 \cdot V = 1 + 0,014 \cdot 0,89 = 1,01246;$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев при расчёте на прочность их активных поверхностей, определяется в зависимости от расположения зубчатых колёс проектируемой передачи относительно опор, твердости рабочих поверхностей зубьев и относительной ширине колеса;

$$K_{H\beta 2} = 1 + 0,33 \cdot \psi_{bd};$$

где ψ_{bd} – относительная ширина колёс;

$$\psi_{bd2} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (5 + 1) = 0,945;$$

$$K_{H\beta 2} = 1 + 0,29 \cdot 0,945 = 1,27405 ;$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчёте на прочность их активных поверхностей;

$$K_{H\alpha 2} = 1,10 + 0,012 \cdot V = 1,10 + 0,012 \cdot 0,89 = 1,11068;$$

$$K_{H2} = 1,5 \cdot 1,01246 \cdot 1,27405 \cdot 1,11068 = 2,15 .$$

Коэффициент Z_M , учитывающий механические свойства сопряжённых зубчатых колёс, принимают в зависимости от материалов.

Для стальных зубчатых колёс $Z_M = 190 \text{ Н}^{0,5}/\text{мм}$.

Коэффициент $Z_H = 2,38$, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяем по в зависимости от коэффициента смещения X исходного контура и угла наклона β линии зубьев на делительном цилиндре.

Для некоррегированных зубчатых передач $X = 0$.

Коэффициент Z_e , учитывающий суммарную длину контактных линий зубьев, находим с учетом значений коэффициентов торцевого ϵ_a и осевого ϵ_β перекрытия.

Для некоррегированных передач:

$$s_\alpha \approx [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4})] \cdot \cos \beta; \quad (17)$$

$$s_\alpha \approx [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{31} + \frac{1}{126})] \cdot \cos 19,60981^\circ \approx 1,65 .$$

Принимаем $Z_e = 0,74$.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Действительное контактное напряжение на активных поверхностях зубьев при фактических параметрах передачи:

$$\sigma_K = Z_M \cdot Z_K \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot K_H \cdot (U_{2\phi} + 1)}{b_4 \cdot d_3} \cdot \frac{1}{U_{2\phi}}}; \quad (18)$$

где, F_{t3}, F_{t4} – окружное усилие, действующее в зубчатом зацеплении, Н:

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot T_4}{d_4 \cdot y} = \frac{2 \cdot 669,59 \cdot 10}{401,3 \cdot 1} = 3337,1;$$

$$\sigma_K = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,74 \cdot \sqrt{\frac{3337,1 \cdot 2,15 \cdot 4,06 + 1}{79 \cdot 98,7} \cdot \frac{1}{4,06}} = 379,8 \text{ МПа.}$$

Отклонение действительного контактного напряжения σ_H от допускаемого $[\sigma_H]$:

$$A_o = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{414,3 - 379,8}{414,3} \cdot 100 = 8,33 \%$$

При перегрузке отклонение действительного контактного напряжения должно быть не более 5%, при недогрузке не более 15%. В нашем случае недогрузка 8,33 %, что соответствует норме.

Проверка контактной прочности зубьев при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{KNAS} = \sigma_K \cdot \sqrt{K_H} \leq 1120 \text{ МПа}; \quad (19)$$

$$\sigma_{KNAS} = 379,8 \cdot \sqrt{2,2} = 563,3 \leq 1120 \text{ МПа.}$$

где $K_n = 2,2$ - коэффициент пиковой нагрузки, задан техническим заданием.

Фактическое значение коэффициента нагрузки при расчете на прочность зубьев при изгибе:

$$K_{F2} = K_{FV} \cdot K_{AE} \cdot K_{Fp} \cdot K_{F\alpha};$$

где K_{FV} - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку. Числовое значение находим по зависимости;

$$K_{FV2} = 1 + 0,014 \cdot V = 1 + 0,014 \cdot 0,89 = 1,01176;$$

K_{Fp} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев при расчете на прочность зубьев при изгибе;

$$K_{Fp2} = 1 + 0,55 \cdot \sqrt{b_{bd}} = 1 + 0,55 \cdot 0,945 = 1,63239;$$

$K_{F\alpha} = 1$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете их на изгибную прочность.

$$K_{F2} = 1,01176 \cdot 1,5 \cdot 1,63239 \cdot 1 = 2,48$$

Проверяем усталостную прочность зубьев шестерни и колеса по напряжениям изгиба, сопоставляя местные напряжения изгиба σ_{F1} и σ_{F2} в опасном сечении на переходной поверхности с допускаемыми напряжениями:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot F_{FC3} \cdot F_p}{b_3 \cdot N \cdot s_\alpha} \leq [\sigma_{F2}]; \quad (20)$$

$$\sigma_{F4} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot F_{FC4} \cdot F_p}{b_4 \cdot N \cdot s_\alpha} \leq [\sigma_{F2}]; \quad (21)$$

где Y_{FS3} и Y_{FS4} – коэффициенты, учитывающие для шестерни и колеса форму их зубьев и концентрацию напряжений. Численные значения Y_{FS3} и Y_{FS4} находим с учетом величины коэффициента смещения X исходного контура и эквивалентных чисел зубьев Z_{V3} и Z_{V4} :

$$Z_{V3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{31}{\cos^3 19,60981^\circ} = 44,9 \approx 45;$$

$$Z_{V4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{126}{\cos^3 19,60981^\circ} = 125,4 \approx 125.$$

Тогда $Y_{FS3} = 3,68$ и $Y_{FS4} = 3,58$.

Коэффициент Y_β , учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - s_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0,7; \quad (22)$$

$$Y_\beta = 1 - 2,81 \cdot \frac{19,60981^\circ}{120^\circ} = 0,5.$$

Так как $Y_\beta \leq 0,7$, то принимаем $Y_\beta = 0,7$.

Тогда допускаемы напряжения:

$$\sigma_{F1} = \frac{3337,1 \cdot 2,48 \cdot 3,68 \cdot 0,7}{88 \cdot 3 \cdot 1,65} = 48,7 \leq 292,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \frac{3337,1 \cdot 2,48 \cdot 3,58 \cdot 0,7}{79 \cdot 3 \cdot 1,65} = 53,2 \leq 259,2 \text{ МПа}.$$

Проверка изгибной прочности зубьев шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F3NAS} = \sigma_{F3} \cdot K_\Pi \leq [\sigma_{F1NAS}]; \quad (23)$$

$$\sigma_{F4NAS} = \sigma_{F4} \cdot K_\Pi \leq [\sigma_{F2NAS}]; \quad (24)$$

$$\sigma_{F3NAS} = 48,7 \cdot 2,2 = 107,1 \text{ МПа} \leq 720,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4NAS} = 53,2 \cdot 2,2 = 117 \text{ МПа} \leq 575,4 \text{ МПа}.$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot N = 98,7 + 2 \cdot 3 = 104,7 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot N = 401,3 + 2 \cdot 3 = 407,3 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot N = 98,7 - 2,5 \cdot 3 = 91,2 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot N = 401,3 - 2,5 \cdot 3 = 393,8 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатых венцов:

$$b_3 = 88 \text{ мм};$$

$$b_4 = 79 \text{ мм}.$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = a_w = 250.$$

Усилия, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи.

Окружное усилие: $F_{t3} = F_{t4} = 3337,1 \text{ Н}.$

Радиальное усилие:

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3337,1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 19,6081^\circ} = 1289 \text{ Н}.$$

Осевое усилие:

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 3337,1 \cdot \operatorname{tg} 19,60981^\circ = 1188,9 \text{ Н}.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

4 Расчет открытой передачи

Материалы колес, их механические характеристики, необходимы для расчета открытой передачи представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Материалы колес и их механические характеристики

Характеристики	Шестерня	Колесо
Марка стали	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	Сталь 45 ГОСТ1050-88
Метод получения заготовки	Поковка	Поковка
Термическая обработка	Улучшение	Улучшение
Интервал твердости, НВ	269...302	235...262
Средняя твердость, НВ _{ср}	285,5	248,5
Предел текучести, σ_T , МПа	750	540
Предел прочности, σ_B , МПа	900	780
Допускаемое контактное напряжение: шестерни в колеса – $[\sigma_H]$, МПа	583	515
Максимально допускаемое напряжение при перегрузках $[\sigma_{HNAS}]$, МПа	2100	1512

Главный геометрический параметр цилиндрической зубчатой передачи межосевое расстояние. Предварительное его значение рассчитывается из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев по формуле:

$$a_w^* = 49,5 \cdot (U+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{U \cdot \left[\frac{\sigma}{\sigma_{H2}}\right]}\right)^2 \cdot \frac{T_5 \cdot K_{H\beta}}{f_a}}, \quad (25)$$

где $T_5 = 2162,24$ – вращающий момент на валу зубчатого колеса;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Для прирабатывающихся колес, $K_{H\beta} = 1$;

f_a – коэффициент ширины колеса. $f_a = 0,4$;

u – передаточное число зубчатой передачи, $U = U_{оп} = 3,47$;

$[\sigma_{K2}]$ – допускаемое контактное напряжение для материала зубчатого колеса, так как колесо имеет более низкую прочность по сравнению с шестерней.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Рассчитаем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_w^* = 49,5 \cdot (3,47+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{3,47 \cdot 515}\right)^2 \cdot \frac{2162,24 \cdot 10^3 \cdot T}{0,4}} = 263,7.$$

Значение a_w^* округляют до ближайшего большего значения по единому ряду главных параметров редуктора, примем $a_w = 260$.

Предварительная ширина колеса и шестерни равна:

$$b_6 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 260 = 104 \text{ мм};$$

$$b_5 = 1,12 \cdot b_4 = 1,12 \cdot 104 = 116,5 \text{ мм}.$$

Расчётные значения b_5 и b_6 округляем до нормальных линейных размеров по ГОСТ 663-69, тогда $b_5 = 117$ мм и $b_6 = 104$ мм.

Модуль зубчатых колес выбирают в следующем интервале:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 260 = 2,6 \dots 5,2.$$

Для силовых передач значение модуля m должно быть больше или равно 1,0 мм и соответствовать по ГОСТ 9565-80 ряду, примем $m = 3$.

Определим числа зубьев колес. Предварительное суммарное число зубьев колес вычисляют из соотношения:

$$Z_\Sigma^* = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 260}{3} = 173.$$

Вычисляем числа зубьев шестерни Z_3 и колеса Z_4 :

$$Z_3^* = \frac{Z_\Sigma^*}{u+1} = \frac{173}{3,47+1} = 38,7;$$

$$Z_6^* = Z_\Sigma^* - Z_3^* = 173 - 38,7 = 134,3.$$

Расчётные значения Z_5^* и Z_6^* округляют до целых чисел $Z_5=39$ и $Z_6=134$.

Фактическое передаточное число передачи:

$$u_\phi = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{134}{39} = 3,44.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного:

$$\Delta u = \frac{3,47 - 3,44}{3,47} \cdot 100 = 0,86 \% \leq \pm 4\%.$$

Проверка прочности зубьев колес по контактным напряжениям проводится по следующему условию прочности:

$$\sigma_K = 315 \cdot \frac{u+1}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt[3]{\frac{u+1}{b_6} \cdot \frac{T}{5} \cdot \frac{K}{KV}}; \quad (26)$$

где K_{KV} – коэффициент динамичности нагрузки зубьев колеса при контактных напряжениях. Он зависит от окружной скорости вращения колес V , рассчитываемой по зависимости:

$$V = \frac{n \cdot N \cdot z_5 \cdot n_5}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 39 \cdot 22,07}{6 \cdot 10^4} = 0,135 \text{ м/с}$$

Степень точности девятая, следовательно $K_{KV} = 1,05$. Тогда:

$$\sigma_K = 315 \cdot \frac{3,47+1}{260 \cdot 3,47} \cdot \sqrt{\frac{3,47+1}{104} \cdot 2162,24 \cdot 10^3 \cdot 1,05} = 487,5 \text{ МПа.}$$

Отклонение действительного контактного напряжения σ_H от допускаемого $[\sigma_H]$:

$$A_o = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{515 - 487,5}{515} \cdot 100 = 5,34 \% \leq 15\%$$

Расчетное максимальное напряжение при кратковременных перегрузках не должно превышать допускаемого значения:

$$\sigma_{KNAS} = 487,5 \cdot \sqrt{2,2} = 723,1 \leq 1512 \text{ МПа.}$$

Делительные диаметры:

$$d_5 = N \cdot z_5 = 3 \cdot 39 = 117 \text{ мм;}$$

$$d_6 = N \cdot z_6 = 3 \cdot 134 = 402 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot N = 117 + 2 \cdot 3 = 123 \text{ мм;}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot N = 402 + 2 \cdot 3 = 408 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f5} = d_5 - 2,5 \cdot N = 117 - 2,5 \cdot 3 = 109,5 \text{ мм;}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2,5 \cdot N = 402 - 2,5 \cdot 3 = 394,5 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатых венцов:

$$b_5 = 117 \text{ мм;}$$

$$b_6 = 104 \text{ мм.}$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = a_w = 260$$

Усилия, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи.

Окружное усилие:

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{T_5 \cdot (U+1)}{a_w \cdot U} = \frac{2162,24 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot (3,47+1)}{260 \cdot 3,47} = 10712,9 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие:

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{t5} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 10712,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3899,2 \text{ Н}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

5 Проектный расчет валов

Наименьший диаметр выходного участка вала d_{B1} , мм, определяется по формуле (27):

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\sigma]}}; \quad (27)$$

где $[\sigma]$ - допускаемыми напряжениями на кручение, которые выбираются в интервале $[\sigma] = 15 \dots 25$ МПа. Примем для быстроходного вала $[\sigma] = 15$ МПа, для промежуточного вала $[\sigma] = 20$ МПа, для тихоходного вала $[\sigma] = 25$ МПа.

Полученные расчетные значения диаметров выходных участков валов d_{B1}^* , d_{B2}^* , d_{B3}^* округляются до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 12080-66.

Посадочный диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника $d_{П1}$, мм, определяется по формуле (29):

$$d_{П} = d_B + 2 \cdot t; \quad (28)$$

где t - величина высоты перехода диаметра вала по отношению к предыдущему диаметру, берется из [1, с.38, табл.14].

Диаметр вала под посадку зубчатого колеса d_k , мм, определяются по формуле (30):

$$d_k = d_{П} + 2 \cdot t. \quad (29)$$

Диаметр буртика для упора зубчатого колеса определяется из выражения (31):

$$d_6 = d_k + 2 \cdot t. \quad (30)$$

Диаметр буртика для упора:

$$d_6 = d_{П} + 2 \cdot t. \quad (31)$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Рассчитаем быстроходный вал.

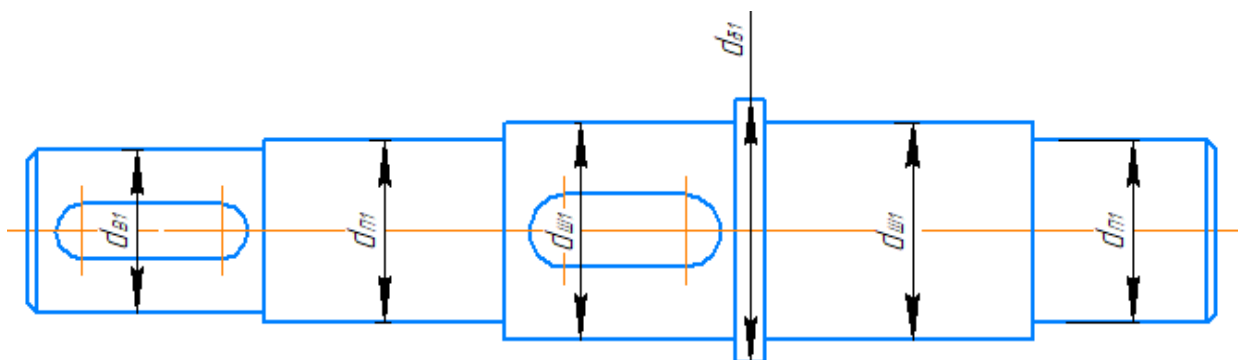


Рисунок 1 – Эскиз быстроходного вала

Наименьший диаметр выходного участка вала:

$$d_{в1}^* = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [c]}} = \sqrt[3]{\frac{56,46 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 28,6 \text{ мм.}$$

Быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя муфтой, полученный расчетом диаметр $d_{в1}$ необходимо согласовывать с диаметром вала электродвигателя d_1 по формуле (28):

$$d_{в1} = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_1 ; \quad (32)$$

где d_1 - диаметр вала электродвигателя, определяется из [1, с.66, табл. Б4], откуда $d_1 = 38$.

$$d_{в1}^* = (0,8 \dots 1,2) \cdot 38 = 30,4 \dots 45,6 \text{ мм.}$$

Окончательно примем $d_{в1} = 32$.

Диаметр вала под подшипники:

$$d_{п1} = 32 + 2 \cdot 2,5 = 37 \text{ мм.}$$

Значения посадочного диаметра подшипника кратно пяти, тогда $d_{п1} = 40$ мм.

Диаметр вала под посадку шестерни:

$$d_{ш1} = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

Диаметр буртика для упора шестерни:

$$d_{ш1} = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Рассчитаем промежуточный вал.

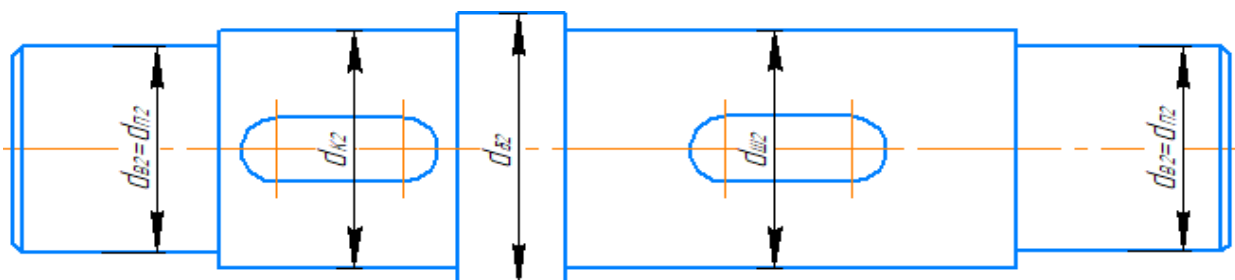


Рисунок 2 – Эскиз промежуточного вала

Наименьший диаметр выходного участка вала:

$$d_{B2}^* = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [c]}} = \sqrt[3]{\frac{3172,54 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 35,1 \text{ мм.}$$

С учетом формулы (28) округляем значение большего стандартного значения по [1, с.36], тогда $d_{B2} = 40 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипники:

$$d_{П2} = d_{B2} = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под посадку зубчатого колеса:

$$d_{к2} = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

Диаметр буртика для упора зубчатого колеса:

$$d_{62} = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм.}$$

Рассчитаем тихоходный вал.

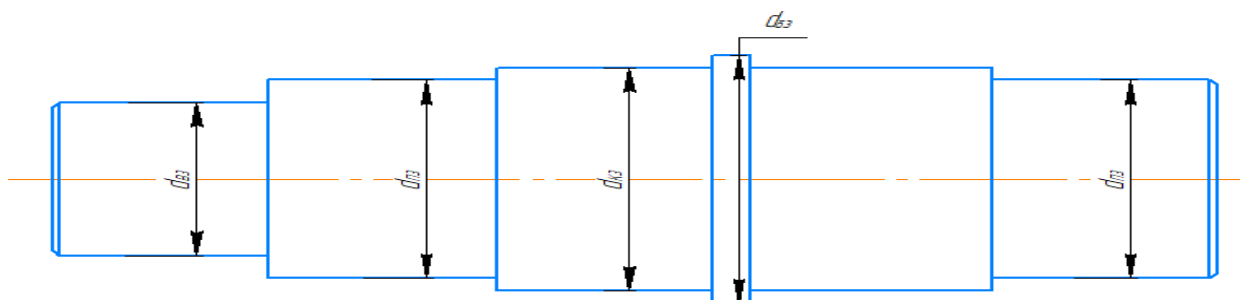


Рисунок 3 – Эскиз тихоходного вала

Наименьший диаметр выходного участка вала:

$$d_{B3}^* = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2 \cdot [c]}} = \sqrt[3]{\frac{3669,59 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 51,2 \text{ мм.}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Округляем значение большего стандартного значения по ГОСТ 12080-66, тогда $d_{в3} = 52$ мм.

Диаметр вала под подшипники:

$$d_{п3} = 52 + 2 \cdot 3 = 58 \text{ мм.}$$

Значения посадочного диаметра подшипника кратно пяти, тогда $d_{п1} = 60$ мм.

Диаметр вала под посадку зубчатого колеса:

$$d_{к3} = 60 + 2 \cdot 3,5 = 67 \text{ мм, примем } d_{к3} = 70.$$

Диаметр буртика для упора зубчатого колеса:

$$d_{б3} = 70 + 2 \cdot 3,5 = 77 \text{ мм, примем } d_{б3} = 80.$$

Диаметры валов под уплотнение равны диаметрам валов под посадочные кольца подшипников.

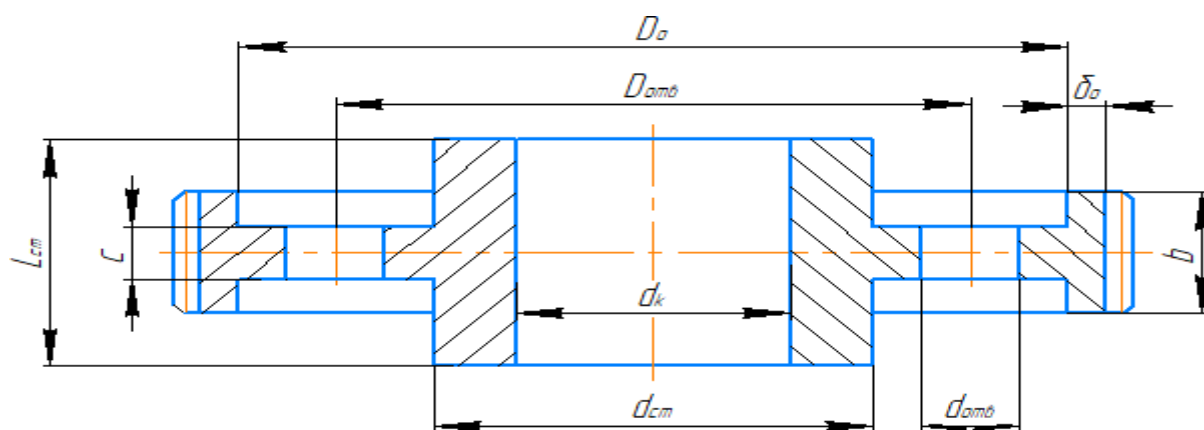


Рисунок 4 – Эскиз зубчатого колеса

Таблица 9 – Размеры зубчатых колес

Параметр	Формула	Расчет для первого зубчатого колеса, мм	Расчет для второго зубчатого колеса, мм
Диаметр ступицы	$d_{ст} = 1,6 \cdot d_k$	$d_{ст2} = 1,6 \cdot 45 = 72$	$d_{ст3} = 1,6 \cdot 70 = 112$
Длина ступицы	$L_{ст} = b_k \dots 1,5 \cdot d_k$	$L_{ст2} = 45 \dots 1,5 \cdot 40 = 45 \dots 60$ Примем $L_{ст2} = 55$	$L_{ст3} = 79 \dots 1,5 \cdot 70 = 79 \dots 105$ Примем $L_{ст3} = 85$
Толщина обода	$\delta_о = (2,5 \dots 4,0) \cdot N$	$\delta_о = (2,5 \dots 4,0) \cdot 2 = 5 \dots 8$; Примем $\delta_о = 8$	$\delta_о = (2,5 \dots 4,0) \cdot 3 = 7,5 \dots 12$; Примем $\delta_о = 10$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

Диаметр обода	$D_o = d_a - 2 \delta_o - 4,5 \cdot N$	$D_{o2} = 277 - 2 \cdot 8 - 4,5 \cdot 2 = 252$	$D_{o3} = 407,3 - 2 \cdot 10 - 4,5 \cdot 3 = 373,8$ Примем $D_{o3} = 374$
Толщина диска	$c = (0,2 \dots 0,3) \cdot d_k$	$c_2 = (0,2 \dots 0,3) \cdot 40 = 8 \dots 12$ Примем $c_2 = 12$	$c_3 = (0,2 \dots 0,3) \cdot 70 = 14 \dots 21$ Примем $c_3 = 18$
Диаметр центров отверстий в диске	$D_{отв} = 0,5 \cdot (D_o + d_{ст})$	$D_{отв2} = 0,5 \cdot (252 + 72) = 162$	$D_{отв3} = 0,5 \cdot (374 + 112) = 243$ Примем
Диаметр отверстий	$d_{отв} = \frac{D_o - d_{ст}}{4}$	$d_{отв2} = \frac{252 - 72}{4} = 45$	$d_{отв3} = \frac{374 - 112}{4} = 65,5$ Примем $d_{отв3} = 66$
Фаски	$n = 0,5 \cdot N$	$n = 0,5 \cdot 2 = 1.$	$n = 0,5 \cdot 3 = 1,5.$

Эскизная компоновка

6.1 Конструирование валов

Шестерня может быть выполнена с валом как одна деталь (вал – шестерня), если выполняется следующее условие:

$$d_f \leq 1,6 \cdot d_g ; \quad (29)$$

где d_{f1} – диаметр окружности впадин шестерни;

d_{g1} – диаметр буртика.

Для быстроходного вала, мм:

$$82 \leq 1,6 \cdot 45;$$

$$82 \leq 72.$$

Для промежуточного вала, мм:

$$91,2 \leq 1,6 \cdot 50;$$

$$91,2 \leq 80.$$

Условие (29) не выполняется, следовательно, быстроходный и промежуточный валы изготавливаются, как валы изготавливаются отдельно от шестерней.

6.2 Предварительный выбор подшипников

В редукторах применяют в основном подшипники качения. Выбор типа подшипника зависит от нагрузок, действующих на вал. В нашем случае действуют радиальные силы, окружные и осевые силы, поэтому применяем радиально-упорные однорядные шарикоподшипники из ГОСТ 831-75. Выбор его типоразмера зависит от диаметра вала под подшипник. Выбранные подшипники и их параметры представим в таблице 10.

Таблица 10 – Выбор радиальных шарикоподшипников

Наименование вала	Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	r	C	C0
Быстроходный	46208	40	80	18	2	36,8	21,3
Промежуточный	46208	40	80	18	2	36,8	21,3
Тихоходный	46310	60	130	31	3,5	100	65,3

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

КПДМ 07.01.00.000ПЗ

Лист

39

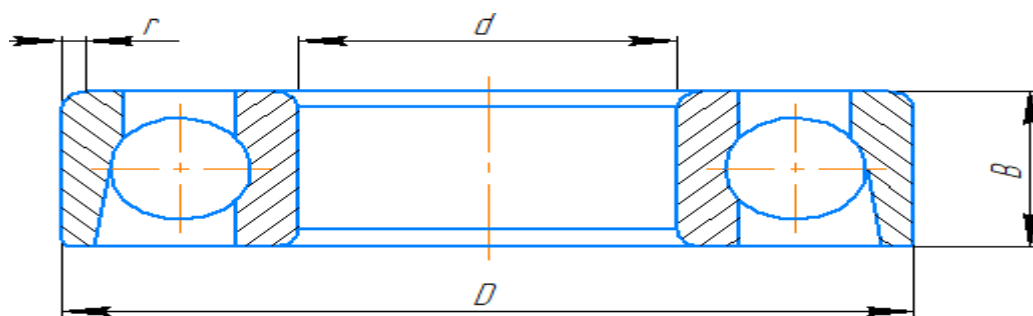


Рисунок 7 – Эскиз радиально-упорного однорядного подшипника (ГОСТ 831-775)

6.3 Выбор способа смазки передачи и подшипников

Зубчатая цилиндрическая передача в горизонтальном редукторе смазывается жидким маслом методом окунания колеса в масляную ванну, роль которой играет корпус редуктора. Подшипники смазываются масляным туманом, так как величина окружной скорости в зацеплениях зубчатых колес V более 2,5 м/с,

6.4 Выбор крышек подшипниковых узлов и уплотнений

Для герметизации подшипниковых узлов редуктора и осевой фиксации подшипников применяются крышки. Размеры крышек определяют в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника D . Глухие торцевые крышки выбираются из [1, с.68, табл. Б6], торцевые крышки с отверстием выбираются из [1, с.69, табл. Б7]. Для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защиты их от попадания пыли, грязи и влаги, в крышках с отверстием для выходного конца вала размещается уплотнение. Они выбираются из [1, с.69, табл. Б9] по диаметру вала под уплотнение.

Во время работы привода происходит нагрев деталей и масла, что приводит к линейному удлинению валов редуктора. Для компенсации этого расширения предусматривают осевой зазор в подшипниковых узлах $a = 0,2 \dots 0,5$ мм, который на чертежах общего вида не показывается. При применении торцевых крышек регулировка осевого зазора производится с помощью набора металлических прокладок, которые устанавливаются под фланец крышки.

Торцевые крышки подшипниковых узлов крепятся к корпусу редуктора с помощью потайных винтов, а для того, чтобы не было их самоотвинчивания при вибрации, под головки винтов могут подкладываться пружинные шайбы.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

6.5 Графическая часть эскизной компоновки редуктора

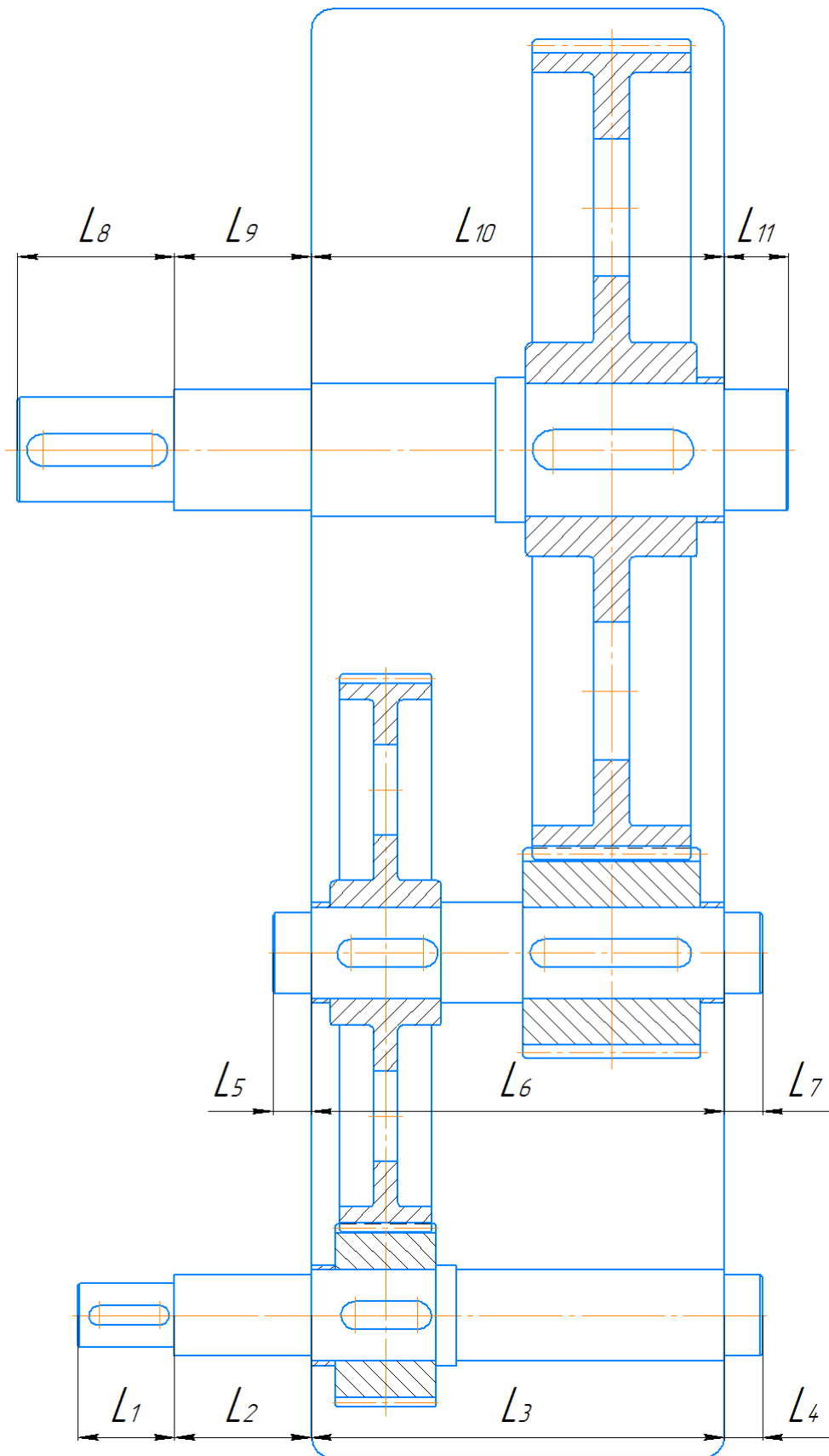


Рисунок 9 – Эскиз редуктора

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КПДМ 07.01.00.000ПЗ

Лист

41

Длины участков валов, мм, получаются из следующих рассуждений:

Длины участков валов L_1, L_8 под полумуфту, которые равны:

$$L_{1,8} = 1,5 \cdot d_B; \quad (31)$$

где d_{B1} – диаметр выходного участка вала, мм.

Длины участков валов $L_2, L_4, L_5, L_7, L_9, L_{11}$ под крышку с уплотнением и подшипник, которые рассчитываются по зависимости:

$$L = B + H + 5; \quad (32)$$

где B – ширина соответствующего подшипника (см. в пункте 6.2), мм;

H – ширина соответствующей крышки [1, с.69, табл. Б7], мм.

Длины участков валов L_3, L_6, L_{10} находящихся внутри корпуса редуктора определяются по зависимости:

$$L_{3,6,10} = (L_{CT1} + 2 \cdot X) + (L_{CT2} + 2 \cdot X); \quad (33)$$

где b – ширина шестерни, мм;

X – граница внутренней стенки редуктора, определяется из интервала.

$X = 8 \dots 12$ мм, примем $X = 10$ мм.

Длины участков валов L_4, L_5, L_7, L_{11} под подшипник, которые определяются по формуле:

$$L_{4,5,7,11} = B; \quad (34)$$

где B – ширина соответствующего подшипника, мм.

Посчитаем быстроходный вал, мм:

$$L_1 = 1,5 \cdot 32 = 48;$$

$$L_2 = 18 + 12 + 5 = 35;$$

$$L_3 = (88 + 2 \cdot 10) + (85 + 2 \cdot 10) = 205;$$

$$L_4 = 18 \quad .$$

Посчитаем промежуточный вал, мм:

$$L_5 = L_7 = 18;$$

$$L_6 = L_3 = 205.$$

Посчитаем тихоходный вал, мм:

$$L_8 = 1,5 \cdot 52 = 78;$$

$$L_9 = 31 + 23 + 5 = 59;$$

$$L_{10} = L_6 = L_3 = 205;$$

$$L_{11} = 31 .$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КПДМ 07.01.00.000ПЗ

Лист

43

Определение внутренних силовых факторов в сечениях тихоходного вала

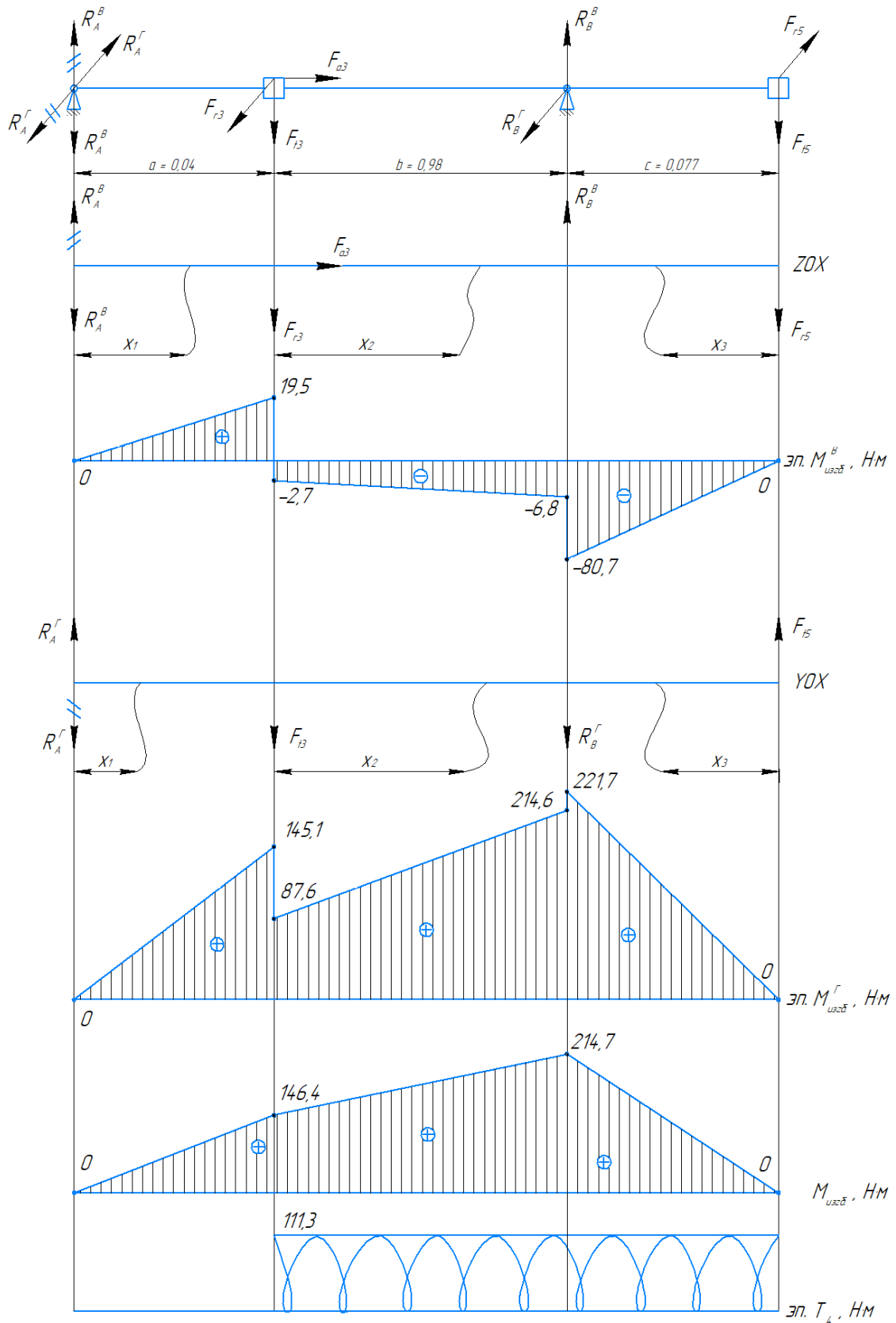


Рисунок 10 - Схема нагрузки тихоходного вала, эпюры внутренних силовых факторов.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Величины F_{r_3} , F_{a_3} , F_{t_3} и d были посчитаны в пункте 3.2. Величины F_{r_5} , F_{t_5} были посчитаны в пункте 4.

Рассмотрим вертикальную плоскость ZOX:

$$\sum M_A = 0; \quad R_B \cdot (a + b) + F_{r_3} \cdot \left(\frac{d}{2}\right) - F_{r_5} \cdot (a+b+c) = 0. \quad (35)$$

Из формулы (35) находим R_B^B м:

$$R_B^B = \frac{F_{r_5} \cdot (a+b+c) + F_{r_3} \cdot a - F_{a_3} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{a+b}; \quad (37)$$

Подставим значения в формулу (37):

$$R_B^B = \frac{3899,2 \cdot 0,327 + 1289 \cdot 0,071 - 1188,9 \cdot \frac{0,4013}{2}}{0,236} = 5612,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad (38)$$

$$-R_A^B \cdot (a + b) + F_{r_3} \cdot b - F_{r_5} \cdot c - F_{a_3} \cdot \left(\frac{d}{2}\right) = 0. \quad (39)$$

Из формулы (39) находим R_A^B м:

$$R_A^B = \frac{F_{r_3} \cdot b - F_{r_5} \cdot c - F_{a_3} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{a+b}; \quad (40)$$

Подставим значения в формулу (40):

$$R_A^B = \frac{1289 \cdot 0,165 - 3899,2 \cdot 0,091 - 1188,9 \cdot \frac{0,4013}{2}}{0,236} = -1613,1 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$-R_A^B - F_{r_3} + R_B^B - F_{r_5} + F_{a_3} = 0. \quad (41)$$

Подставим значения в формулу (41):

$$-1613,1 - 1289 + 5612,2 - 3899,2 = 0.$$

Находим изгибающий момент на участках:

1) $0 \leq x_1 \leq a$.

$$M_{из1}^B = R_A^B \cdot x_1. \quad (42)$$

При $x_1 = 0$: $M_{из1}^{B(0)} = 0$;

При $x_1 = a$: $M_{из1}^{B(a)} = 1613,1 \cdot 0,071 = 114,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2) $a \leq x_2 \leq b$.

$$M_{из2}^B = R_A^B \cdot x_2 - F_{r_3} \cdot x_2. \quad (43)$$

При $x_2 = a$: $M_{из2}^{B(a)} = 1613 \cdot 0,071 - 1289 \cdot 0,071 = 23 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

При $x_2 = b$: $M_{из2}^{B(b)} = 1613 \cdot 0,165 - 1289 \cdot 0,165 = 53,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3) $0 \leq x_3 \leq c$.

$$M_{из3}^B = -F_{r_5} \cdot x_3. \quad (44)$$

При $x_3 = 0$: $M_{из3}^{B(0)} = 0$;

При $x_3 = c$: $M_{из3}^{B(c)} = -3899,2 \cdot 0,091 = -354,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Рассмотрим горизонтальную плоскость YOX:

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{t_3} \cdot a - R_B^B \cdot (a + b) + F_{t_5} \cdot (a + b + c) = 0. \quad (45)$$

$$(46)$$

Из формулы (46) находим $R_B^Г$, м:

$$R_B^Г = \frac{F_{t5} \cdot (a+b+c) - F_{t3} \cdot a}{a+b} \quad (47)$$

Подставим значения в формулу (47):

$$R_B^Г = \frac{10712,9 \cdot 0,327 - 3337,1 \cdot 0,071}{0,236} = 13839,7 ;$$

$$\sum M_B^Г = 0; \quad (48)$$

$$R_A^Г \cdot (a+b) + F_{t3} \cdot b + F_{t5} \cdot c = 0. \quad (49)$$

Из формулы (49) находим $R_A^Г$, м:

$$R_A^Г = \frac{-F_{t3} \cdot a - F_{t5} \cdot c}{a+b} \quad (50)$$

Подставим значения в формулу (50):

$$R_A^Г = \frac{-3337,1 \cdot 0,071 - 10712,9 \cdot 0,091}{0,236} = -6463,9 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$R_A^Г - F_{t3} - R_B^Г + F_{t5} = 0. \quad (51)$$

Подставим значения в формулу (51):

$$6463,9 - 3337,1 - 13839,7 + 10712,9 = 0.$$

Находим изгибающий момент на участках:

1) $0 \leq x_1 \leq a$.

$$M_{из1}^Г = R_A^Г \cdot x_1. \quad (52)$$

При $x_1 = 0$: $M_{из1}^{Г(0)} = 0$;

При $x_1 = a$: $M_{из1}^{Г(a)} = 6463,9 \cdot 0,071 = 458,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2) $a \leq x_2 \leq b$.

$$M_{из2}^Г = R_A^Г \cdot x_2 - F_{t3} \cdot x_2. \quad (53)$$

При $x_2 = a$: $M_{из2}^{Г(a)} = 6463,9 \cdot 0,071 - 3337,1 \cdot 0,071 = 222 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

При $x_2 = b$: $M_{из2}^{Г(b)} = 6463,9 \cdot 0,165 - 3337,1 \cdot 0,165 = 515,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3) $0 \leq x_3 \leq c$.

$$M_{из3}^Г = F_{t5} \cdot x_3. \quad (54)$$

При $x_3 = 0$: $M_{из3}^{Г(0)} = 0$;

При $x_3 = c$: $M_{из3}^{Г(c)} = 10712,9 \cdot 0,091 = 974,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Далее необходимо построить суммарную эпюру изгибающих моментов $M_{из}^Г$, Н · м, по зависимости:

$$M_{из}^Г = \sqrt{(M_{из}^Г)^2 + (M_{из}^В)^2}. \quad (55)$$

Подставим значения в формулу (8.21):

$$M_{из1}^Г = \sqrt{(114,5)^2 + (458,9)^2} = 473 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{из2}^Г = \sqrt{(53,5)^2 + (515,9)^2} = 518,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На вал так же действует крутящий момент T_4 , который мы посчитали в пункте 1, его так же изобразим на схеме.

8 Проверка подшипников на долговечность

Для проверки подшипников на долговечность необходимо сначала определить суммарные радиальные реакции в опорах вала.

В опоре А суммарная реакция $R_{\text{А}}^{\text{X}}$ Н, равна:

$$R_{\text{А}}^{\text{X}} = \sqrt{(R_{\text{А}}^{\text{В}})^2 + (R_{\text{А}}^{\text{Т}})^2};$$

$$R_{\text{А}}^{\text{X}} = \sqrt{1613,1^2 + 6463,9^2} = 6662,1 \text{ Н.}$$

В опоре В суммарная реакция $R_{\text{В}}^{\text{X}}$ Н, равна:

$$R_{\text{В}}^{\text{X}} = \sqrt{(R_{\text{В}}^{\text{В}})^2 + (R_{\text{В}}^{\text{Т}})^2};$$

$$R_{\text{В}}^{\text{X}} = \sqrt{5612,2^2 + 13839,7^2} = 14934 \text{ Н.}$$

Подшипники для тихоходного вала проверяются на долговечность по наиболее нагруженной опоре. В рассматриваемом примере более нагружена опора А, радиальная сила в которой равна $F_r = R_{\text{В}}^{\text{X}} = 14934 \text{ Н}$.

Долговечность выбранных шарикоподшипников L_h , ч, определяется по формуле :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3; \quad (56)$$

где $n = 22,07 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения тихоходного вала;

$C = 71800 \text{ Н}$ – динамическая грузоподъемность подшипника тихоходного вала;

P – приведенная нагрузка, Н, которая для постоянного режима нагружения определяется по зависимости:

$$P = F_r V C_p K_T, \quad (57)$$

где V – коэффициент, учитывающий, какое кольцо подшипника вращается.

При вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$;

$C_p = 1,2$ – коэффициент режима нагрузки ;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент.

Приведенная нагрузка по формуле (57) равна:

$$P = 14934 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 17921 \text{ Н}.$$

Расчетная долговечность подшипника должна быть не меньше ресурса привод. В данном примере при сроке службы привода – 4 года, двухсменной работе (16 часов) и 260 рабочих днях в году ресурс привода равен

$$[L_h] = 4 \cdot 16 \cdot 260 = 16640 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника по формуле (56) равна:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 22,07} \cdot \left(\frac{100}{17921} \right)^3 = 31207 \text{ ч} \geq 16640 \text{ ч.}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КПДМ 07.01.00.000ПЗ

Лист

48

9 Выбор шпонок и проверка их на прочность

Выбор сечения шпонки осуществляется по диаметру вала d . Длина шпонки выбирается на 5...10 мм короче длины ступицы сопрягаемой с валом детали из стандартного ряда. Параметры шпонок берем из [4, с.235, табл. 4.64].

Выбранная шпонка проверяется на смятие по условию прочности:

$$\sigma \leq [\sigma_{см}]; \quad (58)$$

где $\sigma_{см}$ – расчетное напряжение смятия, МПа, определяемое по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_i}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p}; \quad (59)$$

где T_i – вращающий момент, Н · мм, передаваемый валом;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

t_1 – глубина паза на валу, мм;

l_p – расчетная длина шпонки, мм, которая для призматической шпонки с закругленными торцами равна:

$$l_p = l - b; \quad (60)$$

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, которое для стальной ступицы равно 80 ... 120 МПа;

l – нормированная длина шпонки.

Проверяем шпонки на смятие по формуле (59).

1) Быстроходный вал входной участок. Вращающий момент передаваемый валом $T_i = 56,46$ Н·м. Диаметр вала $d = 32$ мм, по [1, с.74, табл. Б12] выбираем сечение шпонки $b \times h = 10$ мм \times 8 мм. Глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 5$ мм. Нормированная длина шпонки равна 40 мм. Тогда по зависимости (66):

$$l_p = 40 - 10 = 30 \text{ мм};$$

$$\sigma_{см1} = \frac{2 \cdot 56,46 \cdot 10^3}{32 \cdot (8 - 5) \cdot 30} = 39,2 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

2) Быстроходный вал шестерня. Вращающий момент передаваемый валом $T_i = 56,46$ Н·м. Диаметр вала $d = 45$ мм, по [1, с.74, табл. Б12] выбираем сечение шпонки $b \times h = 14$ мм \times 9 мм. Глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 5,5$ мм. Нормированная длина шпонки равна 45 мм. Тогда по зависимости (66):

$$l_p = 45 - 14 = 31 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см1}} = \frac{2 \cdot 56,46 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot 31} = 23,1 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

3) Промежуточный вал шестерня. Вращающий момент передаваемый валом $T_i = 172,54$ Н·м. Диаметр вала $d = 45$ мм, по [1, с.74, табл. Б12] выбираем сечение шпонки $b \times h = 14$ мм \times 9 мм. Глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 5,5$ мм. Нормированная длина шпонки равна 50 мм. Тогда по зависимости (66):

$$l_p = 50 - 14 = 36 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см2}} = \frac{2 \cdot 172,54 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot 36} = 60,9 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

4) Промежуточный вал зубчатое колесо. Вращающий момент передаваемый валом $T_i = 172,54$ Н·м. Диаметр вала $d = 45$ мм, по [1, с.74, табл. Б12] выбираем сечение шпонки $b \times h = 14$ мм \times 9 мм. Глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 5,5$ мм. Нормированная длина шпонки равна 80 мм. Тогда по зависимости (66):

$$l_p = 80 - 14 = 66 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см2}} = \frac{2 \cdot 172,54 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot 66} = 33,2 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

5) Тихоходный вал зубчатое колесо. Вращающий момент передаваемый валом $T_i = 669,59$ Н·м. Диаметр вала $d = 66$ мм, по [1, с.74, табл. Б12] выбираем сечение шпонки $b \times h = 20$ мм \times 12 мм. Глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 7,5$ мм. Нормированная длина шпонки равна 82 мм. Тогда по зависимости (66):

$$l_p = 82 - 20 = 62 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см3}} = \frac{2 \cdot 669,59 \cdot 10^3}{66 \cdot (12 - 7,5) \cdot 62} = 72,7 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

6) Тихоходный вал выходной участок. Вращающий момент передаваемый валом $T_i = 669,59$ Н·м. Диаметр вала $d = 63$ мм, по [1, с.74, табл. Б12] выбираем сечение шпонки $b \times h = 16$ мм \times 10 мм. Глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 6$ мм. Нормированная длина шпонки равна 90 мм. Тогда по зависимости (66):

$$l_p = 52 - \frac{16}{2} = 44 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см4}} = \frac{2 \cdot 669,59 \cdot 10^3}{52 \cdot (10-6) \cdot 81} = 73,2 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

Выбранная шпонка проверяется на срез по условию прочности:

$$\tau \leq [\tau_{\text{ср}}]; \quad (67)$$

где $\tau_{\text{ср}}$ – расчетное напряжение среза, МПа, определяемое по формуле:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_i}{d \cdot b \cdot l_p}; \quad (68)$$

где T_i – вращающий момент, Н · мм, передаваемый валом;

d – диаметр вала, мм;

b – ширина шпонки, мм;

l_p – расчетная длина шпонки;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение среза, которое для стальной ступицы равно 60 ... 90 МПа.

Проверяем шпонки на срез по формуле (62):

1) Быстроходный вал входной участок:

$$\tau_{\text{ср1}} = \frac{2 \cdot 56,46 \cdot 10^3}{32 \cdot 10 \cdot 30} = 11,8 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа};$$

2) Быстроходный вал шестерня:

$$\tau_{\text{ср1}} = \frac{2 \cdot 56,46 \cdot 10^3}{45 \cdot 14 \cdot 31} = 5,8 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа};$$

3) Промежуточный вал зубчатое колесо:

$$\tau_{\text{ср2}} = \frac{2 \cdot 172,54 \cdot 10^3}{45 \cdot 14 \cdot 36} = 15,2 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа};$$

4) Промежуточный вал шестерня:

$$\tau_{\text{ср2}} = \frac{2 \cdot 172,54 \cdot 10^3}{45 \cdot 14 \cdot 66} = 8,3 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа};$$

5) Тихоходный вал зубчатое колесо:

$$\tau_{\text{ср3}} = \frac{2 \cdot 669,59 \cdot 10^3}{66 \cdot 20 \cdot 62} = 16,4 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа};$$

6) Тихоходный вал выходной участок:

$$\tau_{\text{ср4}} = \frac{2 \cdot 669,59 \cdot 10^3}{52 \cdot 16 \cdot 44} = 36,6 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа}.$$

10 Выбор муфт

Для соединения быстроходного вала редуктора с валом электродвигателя принимаем упругую фланцевую муфту по ГОСТ 20761 – 96.

Определяем расчетный вращающий момент муфты:

$$T_m = K \cdot T_{дв} ; \quad (63)$$

где $T_{дв} = 57,03 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – крутящий момент на валу электродвигателя;

K - коэффициент режима работы, при спокойной работе и небольших разгоняемых массах $K = 1,1 \dots 1,4$; принимаем $K = 1,2$.

Найдем вращающий момент муфты из формулы (63) $\text{Н}\cdot\text{м}$:

$$T_m = 1,2 \cdot 57,03 = 68,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По величине T_m принимаем муфту упругую фланцевую ГОСТ 20761-96 с посадочным диаметром на вал электродвигателя $d_{дв} = 38 \text{ мм}$, вал редуктора $d_1 = 32 \text{ мм}$.

11 Выбор посадок деталей редуктора

Посадка муфты – H7/p6.

Посадка подшипников качения на валы – L0/k6.

Посадка подшипников качения на корпус H7/l0

Посадка зубчатых колес на валы - H7/k6.

Посадка шестерни открытой цилиндрической передачи – H7/p6.

Посадка для шпонок - N9/h9.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		53

Заключение

При работе над курсовым проектом освоены и закреплены методики расчетов типовых деталей машин общего назначения и выбран двигатель 4A132S6УЗ, получены основные навыки конструирования редуктора и его деталей.

Проектный расчет цилиндрической прямозубой передачи выполнен по критерию контактной прочности поверхности зубьев. После определения размеров передач проведены проверочные расчеты по критерию контактной и изгибной выносливости. Все условия прочности выполняются. Были определены и согласованы со стандартами размеры конструктивных элементов зубчатых колес, форма и размеры элементов корпуса редуктора.

Проведен расчет на усталостную прочность для наиболее опасных сечений валов. Выбраны способы смазки передач редуктора и подшипников.

Полученная конструкция привода полностью отвечает современным требованиям, предъявляемым к указанным механизмам.

					КПДМ 07.01.00.000ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		54

Список используемых источников

1. Методические указания к выполнению курсового проекта «Проектирование механического привода общего назначения» / Сост.: Сутокский В.Г., Журавлева С.Н.; Кубанский государственный технологический университет. – Краснодар: Издательство КубГТУ, 2001. – 80 с
2. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 558 с.
3. Допуски и посадки: справочник. Часть 1. / В.Д. Мягков [и др]. - 6-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 2016. - Ч. 1. - 543 с.
4. Допуски и посадки: справочник. Часть 2. / В.Д. Мягков [и др]. - 6-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 2017. - Ч. 2. - 448 с.

Отчет о проверке на заимствования №1



Автор: Агасян Рома agasyan99@mail.ru / ID: 7020968

Проверяющий: Агасян Рома (agasyan99@mail.ru / ID: 7020968)

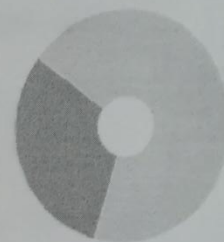
Отчет предоставлен сервисом «Антиплагиат»- <http://users.antiplagiat.ru>

ИНФОРМАЦИЯ О ДОКУМЕНТЕ

№ документа: 3
Начало загрузки: 28.02.2020 02:19:24
Длительность загрузки: 00:00:03
Имя исходного файла: Poyasnitelnaya_zapiska (2).pdf
Название документа: Poyasnitelnaya_zapiska (2)
Размер текста: 2113 кБ
Символов в тексте: 87242
Слов в тексте: 8217
Число предложений: 465

ИНФОРМАЦИЯ ОБ ОТЧЕТЕ

Последний готовый отчет (ред.)
Начало проверки: 28.02.2020 02:19:27
Длительность проверки: 00:00:06
Комментарии: не указано
Модули поиска: Модуль поиска Интернет



ЗАИМСТВОВАНИЯ
31,07%

САМОЦИТИРОВАНИЯ
0%

ЦИТИРОВАНИЯ
0%

ОРИГИНАЛЬНОСТЬ
68,93%

Заимствования — доля всех найденных текстовых пересечений, за исключением тех, которые система отнесла к цитированиям, по отношению к общему объему документа.
Самоцитирования — доля фрагментов текста проверяемого документа, совпадающий или почти совпадающий с фрагментом текста источника, автором или соавтором которого является автор проверяемого документа, по отношению к общему объему документа.
Цитирования — доля текстовых пересечений, которые не являются авторскими, но система посчитала их использование корректным, по отношению к общему объему документа. Сюда относятся оформленные по ГОСТу цитаты, общепотребительные выражения, фрагменты текста, найденные в источниках из коллекций нормативно-правовой документации.
Текстовое пересечение — фрагмент текста проверяемого документа, совпадающий или почти совпадающий с фрагментом текста источника.
Источник — документ, проиндексированный в системе и содержащийся в модуле поиска, по которому проводится проверка.
Оригинальность — доля фрагментов текста проверяемого документа, не обнаруженных ни в одном источнике, по которым шла проверка, по отношению к общему объему документа.
Заимствования, самоцитирования, цитирования и оригинальность являются отдельными показателями и в сумме дают 100%, что соответствует всему тексту проверяемого документа.
Обращаем Ваше внимание, что система находит текстовые пересечения проверяемого документа с проиндексированными в системе текстовыми источниками. При этом система является вспомогательным инструментом, определение корректности и правомерности заимствований или цитирований, а также авторства текстовых фрагментов проверяемого документа остается в компетенции проверяющего.

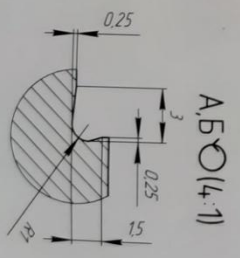
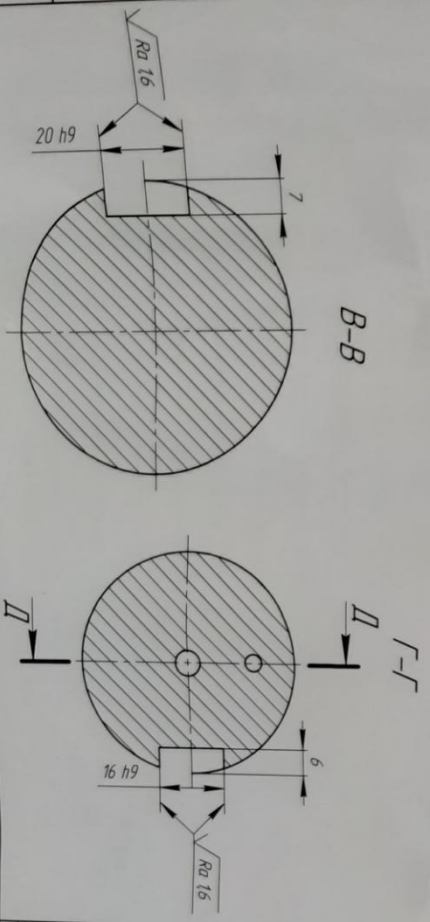
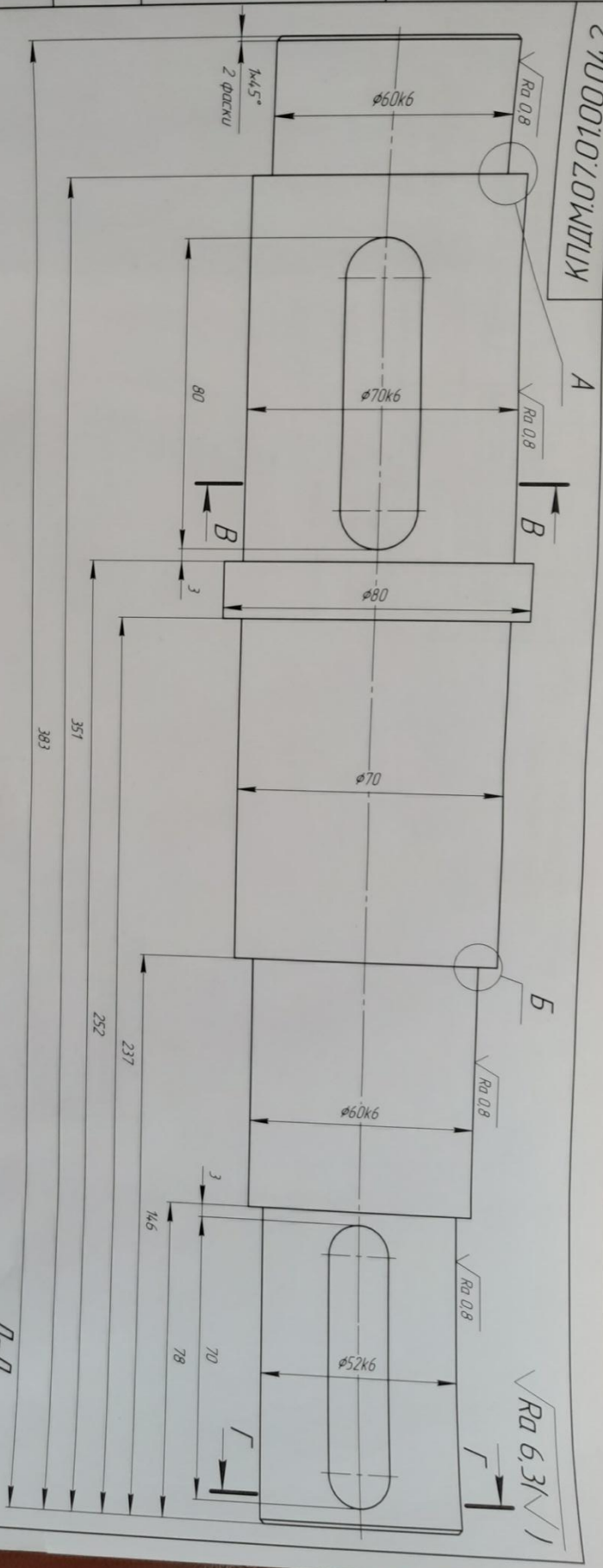
№	Доля в отчете	Источник	Ссылка	Актуален на	Модуль поиска
[01]	15,38%	Расчетная часть	http://blogobol.ru	15 Июл 2017	Модуль поиска Интернет
[02]	4,04%	Условие	http://reshaem.net	16 Фев 2018	Модуль поиска Интернет
[03]	2,31%	скачать	http://vball5.ru	28 Ноя 2016	Модуль поиска Интернет

Еще источников: 17
Еще заимствований: 9,34%

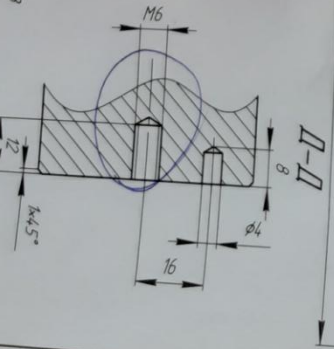
Инв. № подл.	Подл. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подл. и дата

Справ. №	Перв. примен.

270.0010.0100.042
КПДМ.07.0100.042



1. 241 - 285 НВ
2. Непосредственные отклонения размеров $\pm 12/2$ по ГОСТ 25670-83



Исполн.	Провер.	Утверд.	Дата
С.И.И.	А.И.И.	К.И.И.	12.03.18

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Разработ. А.И.И. Р.К. А.И.И.

Провед. Ч.И.И. Т.И.И.

Исполн. Ч.И.И. Утверд. И.И.И.

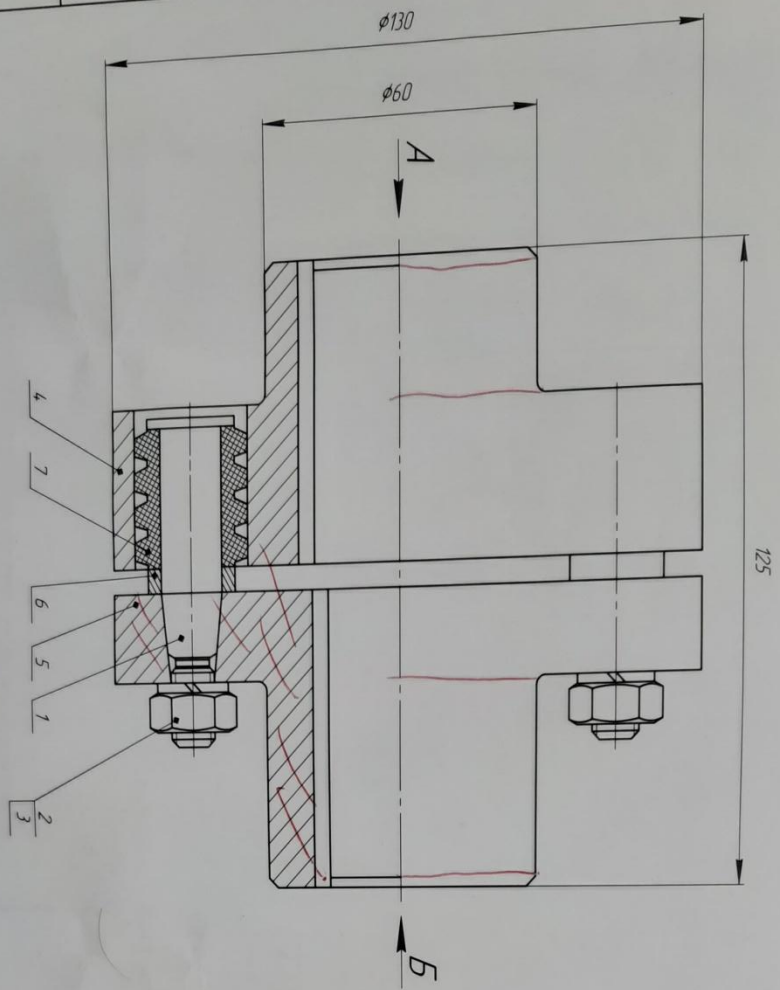
КПДМ.07.0100.042

Технический чертёж

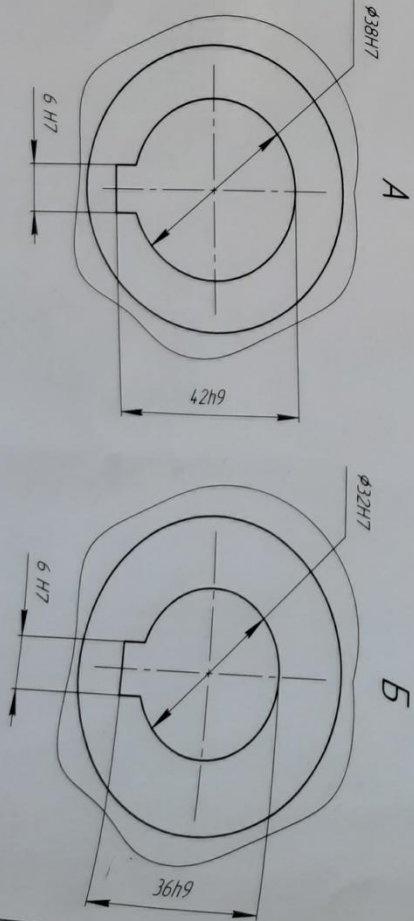
Лист	Масса	Масштаб
1		1:1

Курьтту каф. НТДМ

КЛДМ 07.08.02.000 В0



Поз	Обозначение	Кол	Наименование и дополнительные указания
1	Палец 13-018 ГОСТ 21424-93	4	Покильные шпильки
2	Шайба 811 ГОСТ 6402-70	4	
3	Гайка М8-6Н ГОСТ 5915-70	4	Входь изоготовляемые шпильки
4		1	Получилта
5		1	Получилта
6		4	Вилка распорная
7		4	Вилка упорная



Технические требования
 1. Радиальное смещение 1-5 мм
 2. Угловое смещение 1-1,30
 3. Осевое смещение 1-10 мм

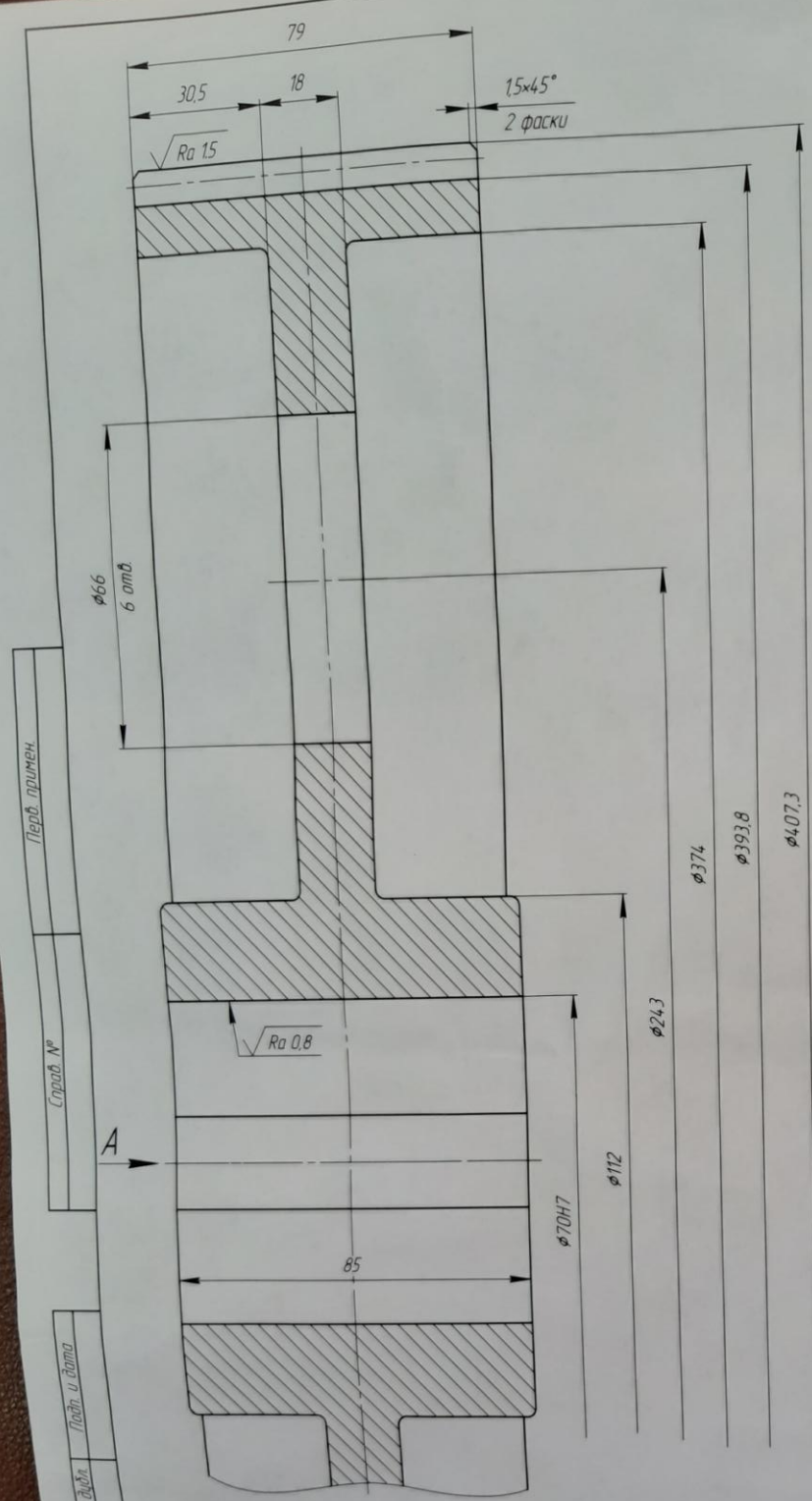
Техническая характеристика
 1. Номинальный вращающий момент Т, Нм
 2. Номинальная частота вращения n, об/мин
 57,03
 965

Исполн	Число листов	№ докум	Подп	Дата	КЛДМ 07.08.02.000 В0
Исполн	Число листов	№ докум	Подп	Дата	Муфта шаровая
Разработ	Александр Р.К.	605	605	605	Вспомогательно-пальцевая
Проект	Чирюк П.В.				
Технича					
Исполн	Чирюк П.В.				
Упр					

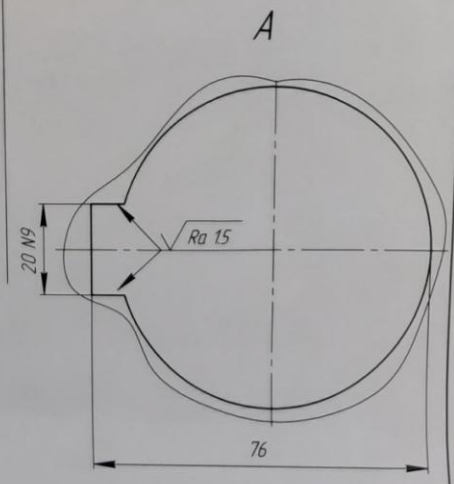
Кудоту каф. НТ

$\sqrt{Ra 6,3}$

КПДМ.07.01.024



Наименование	Обозначение	Значение
Модуль	m	3
Число зубьев	z	126
Угол наклона	β	19,60981
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-68
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	-	9
Делительный диаметр	d	4013

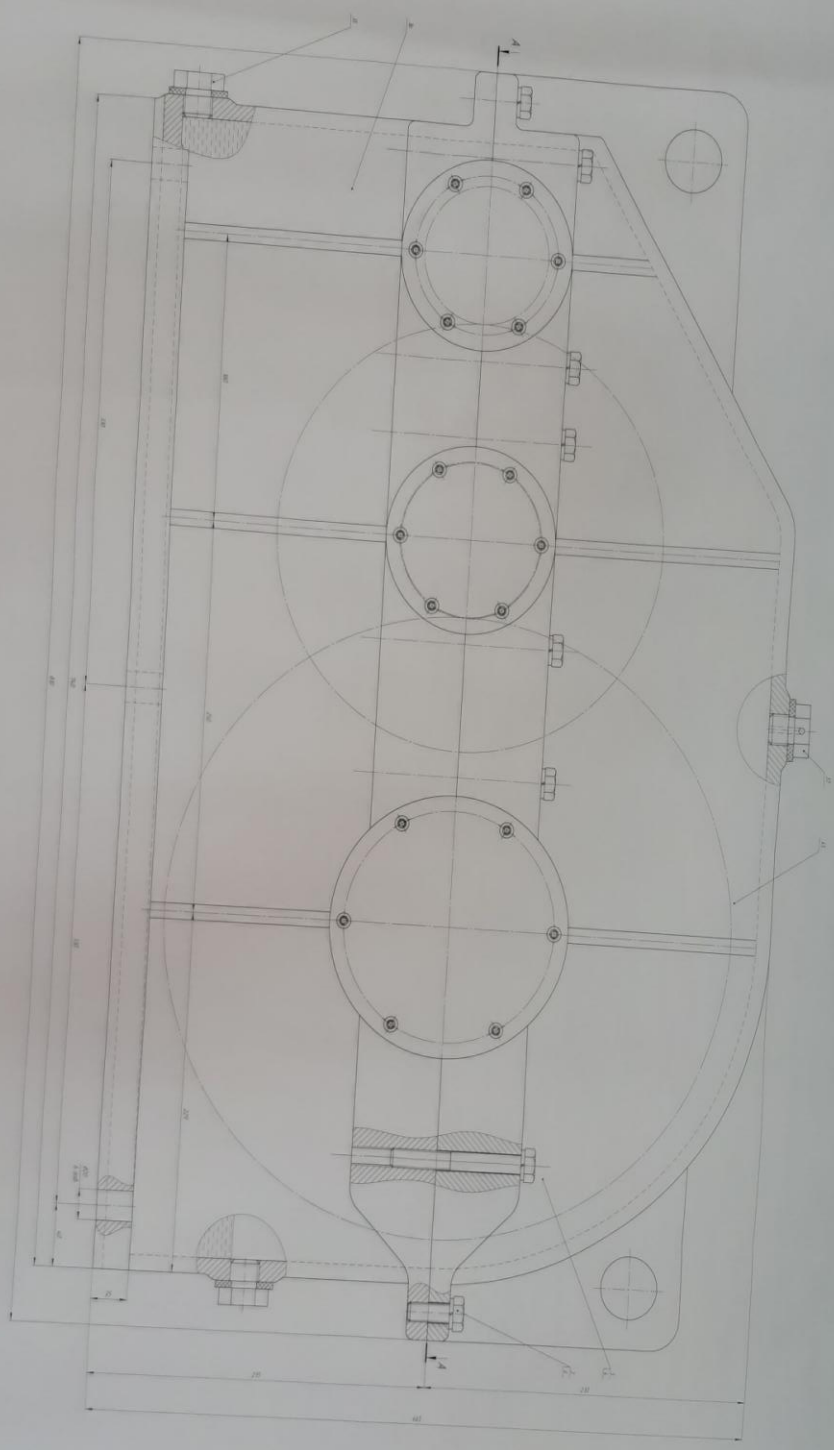


1. 192 ... 228 НВ
2. Неуказанные отклонения размеров $\pm 12/2$ по ГОСТ 25670-83

Перв. примен.
Справ. №
Изд. № подл.
Изд. № дораб.
Изд. № инж. №
Взам. инж. №
Подп. и дата
Изд. № дораб.

				КПДМ.07.01.024			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
		Агасян Р.К.				-	1:1
		Чумаков П.В.					
Исполн.	Чумаков П.В.				Лист	Листов	1
Утв.					КубГУТУ каф. НТИМ		

Зубчатое колесо



Исполнитель: *[Signature]*
Проверил: *[Signature]*
Инженер-проектировщик: *[Signature]*

№	Имя	Подпись	Дата
1	Иванов И.И.	<i>[Signature]</i>	12.12.2012
2	Петров П.П.	<i>[Signature]</i>	12.12.2012
3	Сидоров С.С.	<i>[Signature]</i>	12.12.2012

Итого листов 1
Лист 1 из 1
КЭИ/07/01/002.00

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Абастуманский государственный университет»
Институт Машиностроения и легкого машиностроения
Кафедра Литейного машиностроения
Направление подготовки 21.03.01
Профиль Автоматизация технологических процессов