

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»
Институт машиностроения, материалов и транспорта
Высшая школа машиностроения

Курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»
«Проектирование механического привода»

Пояснительная записка
55.00.00.00 ПЗ

Выполнил
студент гр.
3331506/00401

Работу принял

(подпись) Орехов А.М.

(подпись) Жавнер М.В.

Санкт-Петербург
2022 г.

Оглавление

Введение	3
Техническое задание	4
1. Энерго-кинематический расчет	4
2. Проектирование механических передач	8
3. Анализ варианта редуктора	10
4. Проектирование валов редуктора	11
5. Проверочный расчет подшипников качения	13
6. Проверочный расчет подшипников	21
7. Проверочный расчет на прочность вала	25
8. Проверочный расчет зубчатой муфты	29
9. Проверочный расчет шпоночных соединений	31
Список использованной литературы	33

Введение

В соответствии с ТЗ разработан электромеханический привод, который включает асинхронный электродвигатель, редуктор и фундаментную раму.

Редуктор, выполнен по развернутой кинематической схеме. Материал шестерен и зубчатых колёс - сталь 45. Термообработка - улучшение.

Для соединения валов с колесами, муфтой и шкивом использованы стандартные призматические шпонки.

Смазывание редуктора — картерное. Используется масло промышленное И-40А. Уровень масла контролируется маслоуказателем. Для залива масла и осмотра зубчатых передач в крышке корпуса предусмотрен смотровой люк. Слив отработанного масла осуществляется через маслосливное отверстие в картере, закрытое конической пробкой.

Редуктор имеет литой разъемный корпус, части которого соединяются посредством болтов. Для фиксации взаимного положения крышки и картера применены конические штифты.

Выходные концы валов уплотняются манжетами. Корпус по разьему уплотняется герметиком (ТУ 6-01-1215-79), крышка смотрового люка — паронитовой прокладкой.

Редуктор монтируется на сварной раме, крепящейся к бетонному основанию анкерными болтами. Для обеспечения безопасного обслуживания привода, вращающиеся элементы должны быть закрыты защитными ограждениями.

В процессе проектирования выполнены:

- проектный расчет зубчатой передач;
- проектный расчет валов на кручение;
- проверочный расчет промежуточного вала на циклическую и статическую прочность;
- проверочный расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности;
- проверочный расчет муфты соединений;
- проверочный расчет шпоночных.

Разработанная техническая документация включает следующие основные документы:

- | | | |
|----------------------------|-------------|--------|
| спецификация привода | - 2 листа | ф. А4; |
| сборочный чертеж привода | - 1 лист | ф. А1; |
| спецификация редуктора | - 2 листа | ф. А4; |
| сборочный чертеж редуктора | - 2 листа | ф. А1; |
| пояснительная записка | - 39 листов | ф. А4. |

1. Техническое задание

Таблица 1 — Вариант задания

№ схемы	$T_{\text{вых}},$ $H \cdot м$	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$n_{\text{дв}},$ об/мин	Ресурс, часы	Режим	Реверс	Рем. пер.	Особ. усл.
55	990	29	750	5350	8	Да	Да	РУ

Студенту _____ группы _____
спроектировать механический привод транспортера,
конвейера, ролианга, намоточного устройства,
выполненный по схеме _____ (см. на обороте).

Исходные данные

Наименование	Значение	Размерности
Нормальный вращающий момент на выходном валу редуктора (привода)		$H \cdot м$
Частота вращения выходного вала редуктора (привода)		$мин^{-1}$
Синхронная частота вращения вала двигателя		$мин^{-1}$
Расчетный ресурс		час.
Номер варианта режима нагружения		—

Для передачи движения от электродвигателя к редуктору использовать клиноременную (плоскоременную) передачу, муфту.

Характер производства: _____
Работа привода: _____, реверсивная.

График нагрузки

Величина	Варианты режима нагружения										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
α_1	0,1	0,5	0,4	0,8	0,5	0,4	0,6	0,5	0,4	0,5	0,5
α_2	0,2	0,5	0,4	0,3	0,2	0,3	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5
β_1	0,7	0,8	0,8	0,7	0,8	0,8	0,7	0,8	0,5	0,5	0,5
β_2	0,5	0,5	0,7	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,6	0,5	0,5
$\beta_{\text{н}}$	1,2	1,6	1,4	1,2	1,3	1,5	1,4	1,0	1,5	1,5	1,5

Вводные требования и указания:

К защите проекта представить: эскизный проект редуктора, чертеж общего вида привода, сборочный чертеж редуктора, рабочие чертежи деталей, спецификации и пояснительную записку. Защита проекта: _____

Руководитель _____ Дата выдачи задания _____

ДМ .00.00.0073			
Исполн. № докум.	Подп.	Дата	
Разраб.			
Провер.			
Привод механический			Литер. Лист Листов
Техническое задание			4 1 1
			ЛГТИ
			Гр.

1. Энерго-кинематический расчет

Кинематическая схема

На рисунке 1.1 изображена кинематическая схема редуктора.

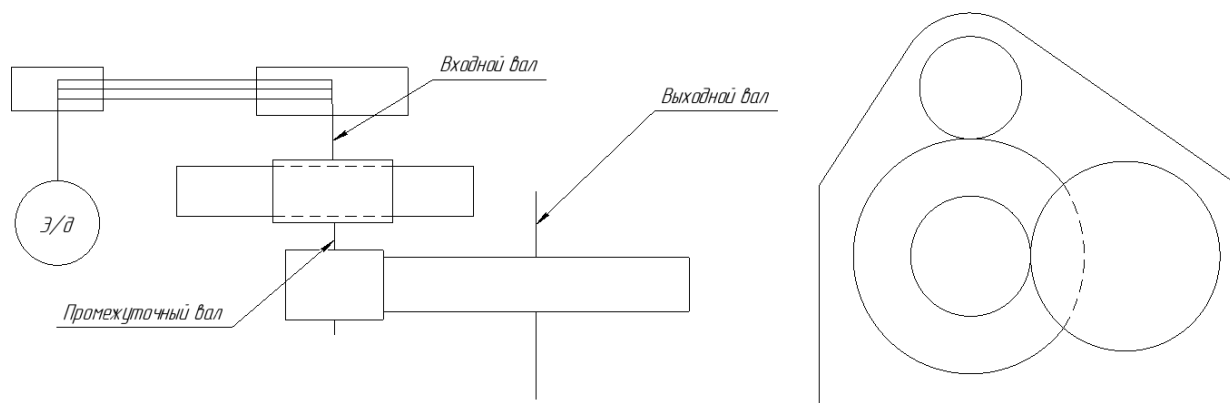


Рисунок 1.1 — Кинематическая схема редуктора

КПД привода и выбор электродвигателя

КПД привода может быть найден по формуле:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{бзп}} \cdot \eta_{\text{тзп}} \cdot \eta_{\text{под}}^n \cdot \eta_{\text{муф}},$$

где

n — Число подшипников

$\eta_{\text{рп}}$ — КПД ременной передачи, принимаем равным 0,95;

$\eta_{\text{бзп}}$ — КПД быстроходная зубчатая передача, принимаем равным 0,98;

$\eta_{\text{тзп}}$ — КПД тихоходной зубчатой передачи, принимаем равным 0,97;

$\eta_{\text{под}}$ — КПД подшипников, принимаем 0,999;

$\eta_{\text{муф}}$ — КПД муфт, принимаем равным 0,99;

$$\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,999^3 \cdot 0,99 = 0,882$$

$$\eta_{45} = \eta_{\text{муф}} = 0,99$$

$$\eta_{34} = \eta_{\text{тзп}} \cdot \eta_{\text{под}} = 0,97$$

$$\eta_{23} = \eta_{\text{бзп}} \cdot \eta_{\text{под}}^2 = 0,98$$

$$\eta_{12} = \eta_{\text{рп}} = 0,95$$

Мощность на выходном валу

$$N_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot 58}{30} \cdot T_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot 29}{30} \cdot 990 = 3007 \text{ Вт}$$

Мощность на входном валу

$$N_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3007}{0,882} = 3409 \text{ Вт}$$

Исходя из условия $N_{\text{дв}} \geq N_{\text{вх}}$ выбираем асинхронный электродвигатель типа АИР112МВ8 с мощностью $N_{\text{дв}} = 3.5$ кВт и частотой вращения вала $n_1 = 720$ об/мин.

Общее передаточное число отношение и разбивка его по ступеням привода.

Общее передаточное число.

$$i_{\text{пр}} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{720}{29} = 24.83$$

где n_1 — частота вращения входного вала, об/мин;

n_5 — частота вращения выходного вала, об/мин;

Далее рассмотрены три конфигурации передаточных чисел составляющих привода:

Название	Обозначение	'	''	'''
П.о. ременной передачи	$i_{\text{рп}} = i_{12}$	2	1.6	1.6
П.о. первой ступени редуктора	i_{23}	4.2	4.2	3.7
П.о. второй ступени редуктора	i_{34}	3	3.7	4.2

Выполнив вычисления, для трех вариантов представлены в таблицах 1.1, 1.2, 1.3.

Таблица 1.1 — Результаты энерго-кинематического расчёта (вариант 1)

№	i	T , Нм	n , об/мин	P , кВт
1		45.2	720	3.409
	2			
2		84.9	360	3.201
	4.2			
3		345.5	85.714	3.102
	3			
4		1000	29	3.037
	1			
5		990	29	3.007

Таблица 1.2 — Результаты энерго-кинематического расчёта (вариант 2)

№	<i>i</i>	<i>T</i> , Нм	<i>n</i> , об/мин	<i>P</i> , кВт
1	1.6	36	720	3.409
2		67.9	450	3.201
3	4.2	276.5	107.1	3.102
4	3.7	1000	29	3.037
5	1	990	29	3.007

Таблица 1.3 — Результаты энерго-кинематического расчёта (вариант 3)

№	<i>i</i>	<i>T</i> , Нм	<i>n</i> , об/мин	<i>P</i> , кВт
1	1.6	45.2	720	3.409
2		67.9	450	3.201
3	3.7	243.5	121.6	3.102
4	4.2	1000	29	3.037
5	1	990	29	3.007

2. Проектирование механических передач

Первая ступень редуктора.

Вариант 1

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	360.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	5350 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	85.0 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 8	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.00						
ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	285 НВ				
КОЛЕСО: поковка сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	260 НВ				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	8						
МОДУЛЬ 2.000 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		141.000 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	26	колеса	109	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	4.19				
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	16	46	29						
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000				
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	47.0	колеса	43.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1	0.792	в долях aw	0.305						
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.63	осевого	1.98	суммарный	3.61				
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	3130	радиальная	1190	осевая	944				
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	54.311	вершин	58.31	впадин	49.31				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	227.689	вершин	231.69	впадин	222.69				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	1334 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	1.02 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ [при расчете на контактную]				при расчете на изгибную					
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность					
расчетные	488	690	81	74	162	148			
допускаемые	510	1260	177	179	1059	966			
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.12	Kf	1.28	долговечн.Zn	0.97	1.12	Yn	1.00	1.00
сохранение p-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Вариант 2

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ	б.ход.вала	450.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	5350 ч					
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ	на б.ход.валу	68.0 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная					
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 8		КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.00					
ШЕСТЕРНЯ:	прокат сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	285 НВ			
КОЛЕСО:	поковка сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	260 НВ			
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	3				СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	8			
МОДУЛЬ	1.500 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		130.000 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ:	шестерни	32	колеса	134	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО		4.19		
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ	[град.мин.сек.]	16	43	34					
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ:	шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000			
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА	[мм]: шестерни	43.0	колеса	40.0					
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1		0.798	в долях aw		0.308			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ:	торцового		1.66	осевого		2.44	суммарный	4.11	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ	[Н]: окружная	2713	радиальная	1031	осевая	815			
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ	[мм]: делительный	50.120	вершин	53.12	впадин	46.37			
ДИАМЕТР КОЛЕСА	[мм]: делительный	209.880	вершин	212.88	впадин	206.13			
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	1054 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		1.18 м/с					
НАПРЯЖЕНИЯ	[при расчете на контактную]		при расчете на изгибную						
[МПа]	выносливость		прочность		выносливость		прочность		
			шестер. колесо		шестер. колесо				
расчетные	486	688	94	87	188	174			
допускаемые	504	1260	181	183	1059	966			
КОЭФ-ТЫ:нагрузки	Kh	1.12	Kf	1.29	долговечн.Zn	0.96	1.08	Yn	1.00
сохранение p-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Вариант 3

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	450.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	5350 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	68.0 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 8	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.00						
ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	285 НВ				
КОЛЕСО: поковка сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	260 НВ				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	8						
МОДУЛЬ	1.500 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	119.000 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	32	колеса	120	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	3.75				
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	16	40	05						
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000				
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	43.0	колеса	40.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1	0.798	в долях aw	0.336						
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.66	осевого	2.43	суммарный	4.09				
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	2714	радиальная	1031	осевая	813				
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	50.105	вершин	53.11	впадин	46.36				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	187.895	вершин	190.89	впадин	184.14				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	861 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	1.18 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ [при расчете на контактную]				при расчете на изгибную					
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность					
			шестер. колесо	шестер. колесо					
расчетные	493	697	94	88	188	175			
допускаемые	504	1260	181	183	1059	966			
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.12	Kf	1.29	долговечн.Zn	0.96	1.06	Yn	1.00	1.00
сохранение p-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Вторая ступень редуктора.

Вариант 1

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	85.7 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	5350 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	345.6 Нмм	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 8	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.00						
ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	285 НВ				
КОЛЕСО: поковка сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	260 НВ				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	5	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	8						
МОДУЛЬ 3.000 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	156.000 мм							
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	25	колеса	74	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	2.96				
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	17	50	19						
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000				
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	69.0	колеса	63.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1	0.800	в долях aw	0.404					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.60	осевого	2.05	суммарный	3.64				
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	8773	радиальная	3354	осевая	2823				
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	78.788	вершин	84.79	впадин	71.29				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	233.212	вершин	239.21	впадин	225.71				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	2220 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	0.35 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ {при расчете на контактную	{	при расчете на изгибную	{						
{ [МПа]	{	выносливость	{	прочность	{				
{	{	{	{	шестер. колесо	{	шестер. колесо	{		
{ расчетные	{	582	{	823	{	101	{	94	{
{ допускаемые	{	609	{	1260	{	172	{	190	{
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.10	Kf	1.27	долговечн. Zn	1.16	1.34	Yn	1.00	1.09
сохранение p-v	проектн.расчет	провер. расчет	выход						

Вариант 2

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	107.2 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	5350 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	276.5 Нмм	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 8	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.00						
ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	285 НВ				
КОЛЕСО: поковка сталь	45	ТО	улучшение	ТВЕРДОСТЬ	260 НВ				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	5	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	8						
МОДУЛЬ	2.500 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	173.000 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	28	колеса	104	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	3.71				
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	17 29 33								
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000				
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	63.0	колеса	58.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1	0.790	в долях aw	0.335						
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.63	осевого	2.22	суммарный	3.85				
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	7535	радиальная	2875	осевая	2375				
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	73.394	вершин	78.39	впадин	67.14				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	272.606	вершин	277.61	впадин	266.36				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	2636 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	0.41 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ {при расчете на контактную}	{	при расчете на изгибную	{						
{ [МПа]	{	выносливость	{	прочность	{	выносливость	{	прочность	{
{	{	{	{	шестер. колесо	{	шестер. колесо	{		
{ расчетные	{	563	{	796	{	110	{	101	{
{ допускаемые	{	587	{	1260	{	174	{	193	{
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.10	Kf	1.27	долговечн. Zn	1.12	1.34	Yn	1.00	1.10
сохранение p-v	проектн.расчет	провер. расчет	выход						

Вариант 3

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		121.6 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		5350 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		243.6 Нмм		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения N 8		КОЭФФ.ПЕРЕГР.		2.00			
ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь		45	ТО	улучшение		ТВЕРДОСТЬ		285 НВ	
КОЛЕСО: поковка сталь		45	ТО	улучшение		ТВЕРДОСТЬ		260 НВ	
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		5		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ		8			
МОДУЛЬ 2.500 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		183.000 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		27		колеса		113		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 4.19	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		17		00		15			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		61.0		колеса		56.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1		0.793		в долях aw		0.306			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.64		осевого		2.09		суммарный 3.72	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		6902		радиальная		2627		осевая 2111	
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		70.586		вершин		75.59		впадин 64.34	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		295.414		вершин		300.41		впадин 289.16	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		2926 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		0.45 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ {при расчете на контактную}		{		при расчете на изгибную		{			
{ [МПа]		{		выносливость		{		прочность	
{		{		{		{		{	
{ расчетные		552		781		105		96 210 192	
{ допускаемые		574		1260		174		193 1059 966	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh		1.10		Kf 1.27		долговечн. Zn		1.10 1.34 Yn 1.00 1.09	
сохранение p-v		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Проектный расчёт ременной передачи

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ			
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	720.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	5350 ч
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	45.2 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N10	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.00
ТИПОРАЗМЕР СЕЧЕНИЯ ремней	A	РАСЧЕТНАЯ ДЛИНА	1400 мм
КОЛИЧЕСТВО РЕМНЕЙ в комплекте (или ребер поликлинового ремня)	4		
РЕГУЛИРОВКА НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ	периодическая		
РЕСУРС комплекта ремней	1000 ч	МАССА комплекта ремней	0.57 кг
КОЛИЧЕСТВО КОМПЛЕКТОВ ремней на весь срок службы передачи	6		
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ	2.03	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	363 (+ 20/- 7) мм
РАСЧЕТНЫЕ ДИАМЕТРЫ шкивов [мм]:	меньшего 140	большого	280
ШИРИНА шкивов	65 мм	УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ шкивов	5003 куб.см
СИЛА, действующая на валы [Н]:	в покое 1367	при работе передачи	1357
СИЛА предварительного натяжения комплекта ремней	696 Н		
ПОЛЕЗНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ [МПа]:	расчетные 2.15	допускаемые	2.20
<div> сохранение р-в проектн. расчет провер. расчет выход </div>			

2. Анализ варианта редуктора

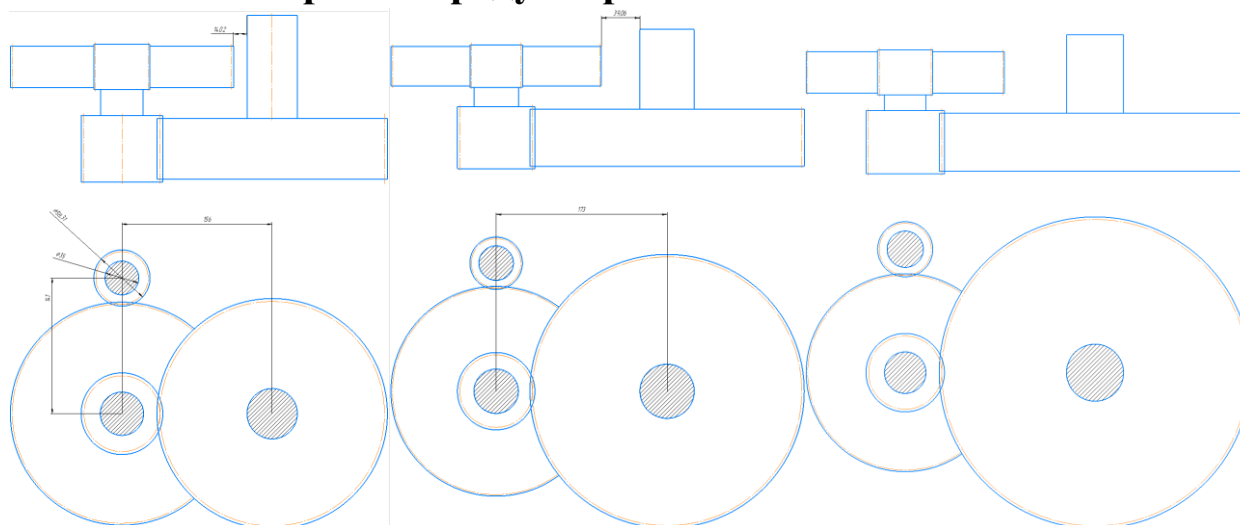


Таблица 3.1 — Результаты расчёта различных вариантов редуктора

Параметр привода	Вариант редуктора						Единица измерения
	Вариант 1		Вариант 2		Вариант 3		
Межосевое расстояние	141	156	130	173	119	183	мм
Условный объём зубчатых колёс	1334	2220	1054	2636	861	2926	см ³

Как видно из таблицы, исходя из суммарного условного объема зубчатых колес и соображений компоновки первый вариант редуктора предпочтительнее.

3. Проектирование валов редуктора

Диаметр каждого из валов рассчитывается по формуле

$$d_{Bi} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2 \cdot [\tau_{kpi}]}} , \quad i=1,2,3 \quad (5.1)$$

где $[\tau_{kpi}]$ – допускаемое напряжение на кручение, Н/мм². $[\tau_{kp1}] = 15$ Н/мм², $[\tau_{kp2}] = 25$ Н/мм², $[\tau_{kp3}] = 35$ Н/мм².

Вычисляем диаметр каждого из валов

$$d_{вых} \geq \sqrt[3]{\frac{83 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 52.28 \text{ мм}$$

$$d_{пр} \geq \sqrt[3]{\frac{285 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 44.2 \text{ мм}$$

$$d_{вход} \geq \sqrt[3]{\frac{829 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 34.9 \text{ мм}$$

Таким образом, выбираем ближайшее значение из стандартного ряда, округляя значение диаметра до значения кратного пяти.

$$d_{вход} = 35 \text{ мм};$$

$$d_{пр} = 45 \text{ мм};$$

$$d_{вых} = 55 \text{ мм};$$

где $d_{вых}$ – диаметр выходного вала,

$d_{пр}$ – диаметр промежуточного вала,

$d_{вход}$ – диаметр входного вала.

Определим диаметр быстроходного вала под подшипник

$$d_{входП1} = d_{вход} + 10 = 45 \text{ мм}$$

Определим диаметр промежуточного вала под подшипник

$$d_{прП2} = d_{пр} + 10 = 55 \text{ мм}$$

Определим диаметр выходного вала под подшипник

$$d_{выхП3} = d_{вых} + 10 = 65 \text{ мм}$$

Таким образом выбираем $d_{П1} = 65$, $d_{П2} = 55$, $d_{П3} = 45$.

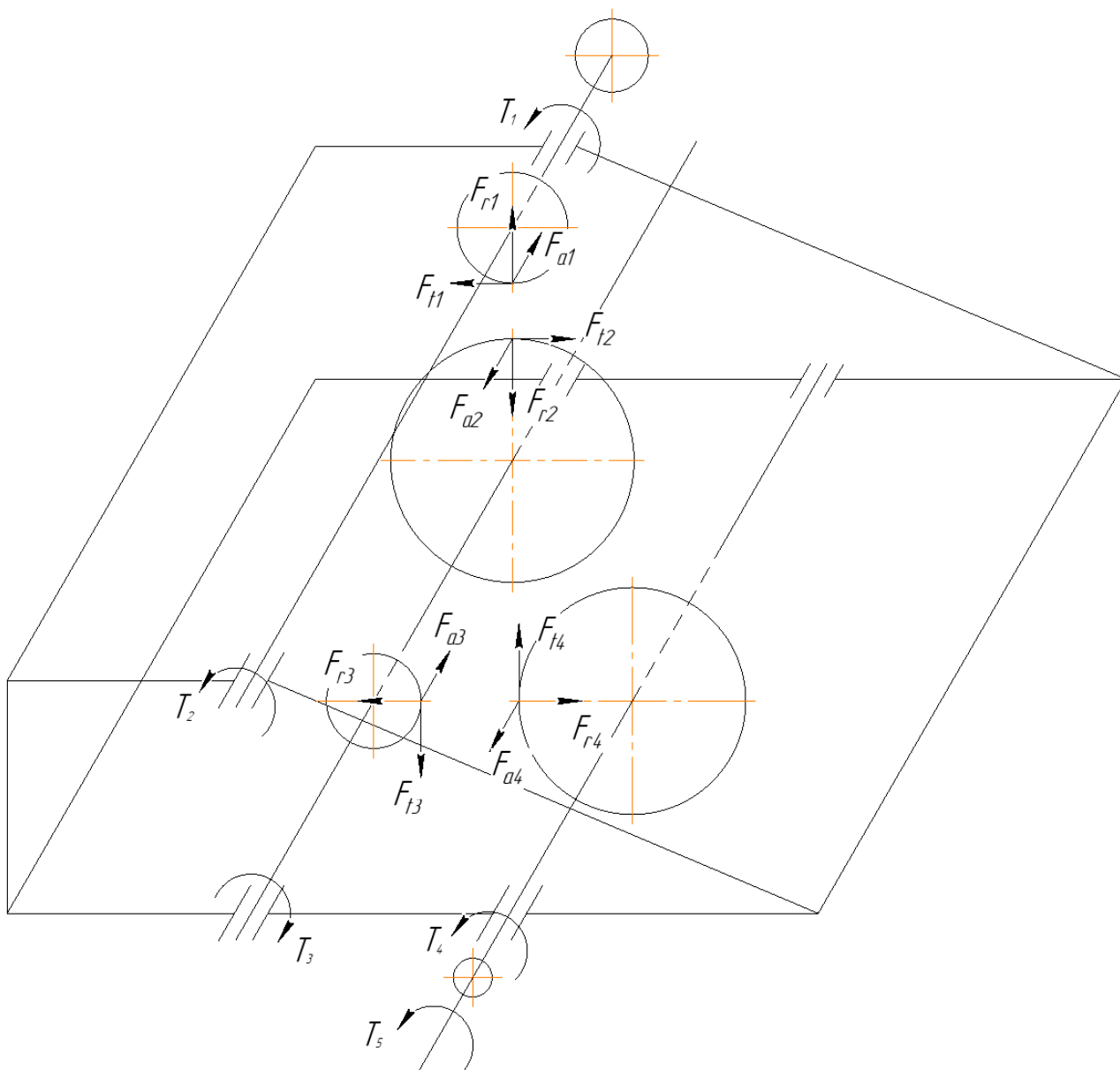


Рисунок 3.1 — Силовая схема редуктора. Здесь F_{t1} , F_{a1} , F_{r1} — соответственно окружная, осевая и радиальная составляющие силы F_1 на шестерне в зубчатой передаче, и.т.д для остальных зубчатых колес схемы. Реакция у двух сцепленных зубчатых колес равны по модулю и противоположны по направлению:

Из расчета передач следует равенство сил по модулю:

$$F_{r4} = F_{r3} = 2677 \text{ Н};$$

$$F_{t4} = F_{t3} = 7007 \text{ Н};$$

$$F_{a4} = F_{a3} = 2234 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 581 \text{ Н};$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 1311 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{a2} = 910 \text{ Н};$$

4. Проверочный расчет подшипников качения

Составим силовую схему быстроходного вала, представленную на рисунке 5.1.

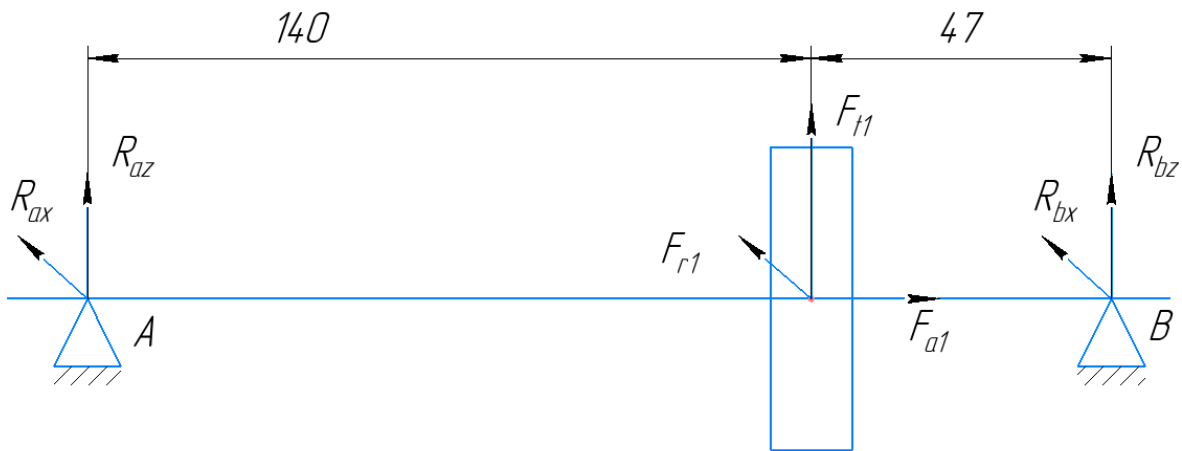


Рисунок 5.1 – Силевая схема быстроходного вала

Значения l_1 , l_2 определены при конструировании и равны $l_1 = 140$ мм, $l_2 = 47$ мм.

Составим уравнение моментов в вертикальной плоскости yOz относительно точки A

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{t1} \cdot l_1 + R_{Bz} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (4.1)$$

Выражаем и вычисляем R_{Bz} из формулы (4.1)

$$R_{Bz} = \frac{-F_{t1} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_{Bz} = -1311 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в горизонтальной плоскости xOy относительно точки A

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r1} l_1 = 0 \quad (4.2)$$

Выражаем и вычисляем R_{Bx} из формулы (4.2)

$$R_{Bx} = -581 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в вертикальной плоскости yOz относительно точки B .

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{t1} \cdot l_2 + R_{Az} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t1} \cdot l_2 = 0 \quad (4.3)$$

Выражаем и вычисляем R_{Az} из формулы (4.3)

$$R_{Az} = -1311 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в горизонтальной плоскости xOy относительно точки B

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r1}(l_2) = 0 \quad (4.4)$$

Выражаем и вычисляем R_{Bx} из формулы (4.4)

$$R_{Ax} = -581 \text{ Н}$$

Составим силовую схему промежуточного вала, представленную на рисунке 5.2.

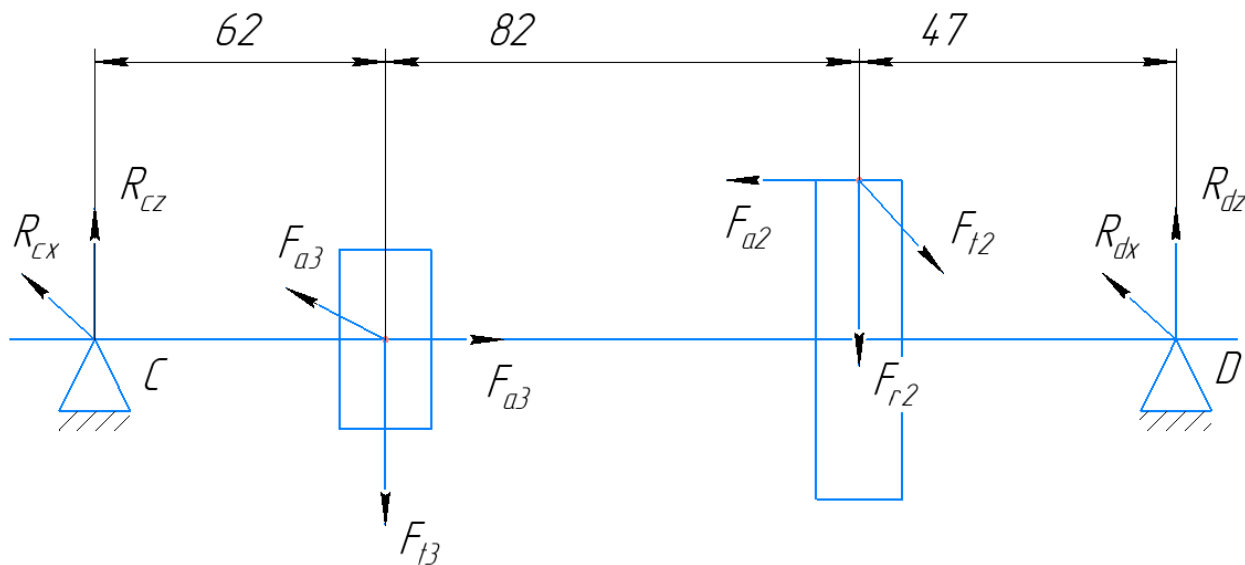


Рисунок 5.2 – Силовая схема промежуточного вала

Значения l_4 , l_5 , l_6 при конструировании и равны $l_4 = 47$ мм, $l_5 = 82$ мм, $l_6 = 62$ мм.

Составим уравнение моментов в вертикальной плоскости yOz относительно точки C

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{t2} \cdot l_4 - F_{t3} \cdot (l_4 + l_5) - F_{t2} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) + R_{Dz} \cdot (l_4 + l_5 + l_6 + l_7) = 0 \quad (4.7)$$

Выражаем и вычисляем R_{Dz} из формулы (4.7)

$$R_{Dz} = \frac{F_{t2} \cdot l_4 + F_{t3} \cdot (l_4 + l_5) + F_{t2} \cdot (l_4 + l_5 + l_6)}{(l_4 + l_5 + l_6 + l_7)}$$

$$R_{Dz} = \frac{1311 \cdot 47 + 7007 \cdot (47 + 78) + 1311 \cdot (47 + 78 + 78)}{47 + 78 + 78 + 47} = 4815 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в горизонтальной плоскости xOy относительно точки C

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{r2} \cdot l_4 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r3} \cdot (l_4 + l_5) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r2} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) + R_{Dx} \cdot (l_4 + l_5 + l_6 + l_7) = 0 \quad (4.8)$$

Выражаем и вычисляем R_{Dx} из формулы (4.8)

$$R_{Dx} = \frac{F_{r2} \cdot l_4 - F_{r3} \cdot (l_4 + l_5) + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r2} \cdot (l_4 + l_5 + l_6)}{(l_4 + l_5 + l_6 + l_7)}$$

$$R_{Dx} = \frac{571 \cdot 47 - 2677 \cdot (47 + 78) + 2234 \cdot 40.5 + 571 \cdot (47 + 78 + 78)}{47 + 78 + 78 + 47} = -396 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в вертикальной плоскости yOz относительно точки D

$$\sum M_D = 0$$

$$-R_{Cz} \cdot (l_4 + l_5 + l_6 + l_7) + F_{t2} \cdot (l_5 + l_6 + l_7) + F_{t3} \cdot (l_6 + l_7) + F_{t2} \cdot l_7 = 0 \quad (4.9)$$

Выражаем и вычисляем R_{Cz} из формулы (4.9)

$$R_{Cz} = \frac{F_{t2} \cdot (l_5 + l_6 + l_7) + F_{t3} \cdot (l_6 + l_7) + F_{t2} \cdot l_7}{(l_4 + l_5 + l_6 + l_7)}$$

$$R_{Cz} = \frac{1311 \cdot (78 + 78 + 47) + 7007 \cdot (78 + 47) + 1311 \cdot 47}{47 + 78 + 78 + 47} = 4815 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в горизонтальной плоскости xOy относительно точки D

$$\sum M_D = 0$$

$$-R_{Cx} \cdot (l_4 + l_5 + l_6 + l_7) + F_{r2} \cdot (l_5 + l_6 + l_7) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{r3} \cdot (l_6 + l_7) - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot l_6 = 0 \quad (4.10)$$

Выражаем и вычисляем R_{Cx} из формулы (4.10)

$$R_{Cx} = \frac{F_{r2} \cdot (l_5 + l_6 + l_7) - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{r3} \cdot (l_6 + l_7) + F_{r2} \cdot l_7}{l_4 + l_5 + l_6 + l_7}$$

$$R_{Cx} = \frac{571 \cdot (78 + 78 + 47) - 2234 \cdot 40.5 - 2677 \cdot (78 + 47) + 571 \cdot 47}{47 + 78 + 78 + 47} = -1119 \text{ Н}$$

Сделаем проверку

$$\sum F_z = 0 \quad (4.11)$$

$$\sum F_z = R_{Cz} - F_{t2} - F_{t3} - F_{t2} + R_{Dz} = 4815 - 1311 - 7007 - 1311 + 4815$$

$$= 0 \text{ Н}$$

$$\sum F_x = 0 \quad (4.12)$$

$$\sum F_x = R_{Cx} - F_{r2} + F_{r3} - F_{r2} + R_{Dx} = -1119 - 581 + 2677 - 581 - 396$$

$$= 0 \text{ Н}$$

Полученные значения сумм всех сил по осям y и z не отклоняются от нуля более, чем на 20 Н, следовательно, условия (4.11) и (4.12) выполняются.

Эпюра изгибающего момента в вертикальной плоскости yOz представлена на рисунке 5.3.



Рисунок 5.3 – Эпюра изгибающего момента в плоскости yOz

Эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости xOy представлена на рисунке 5.4.

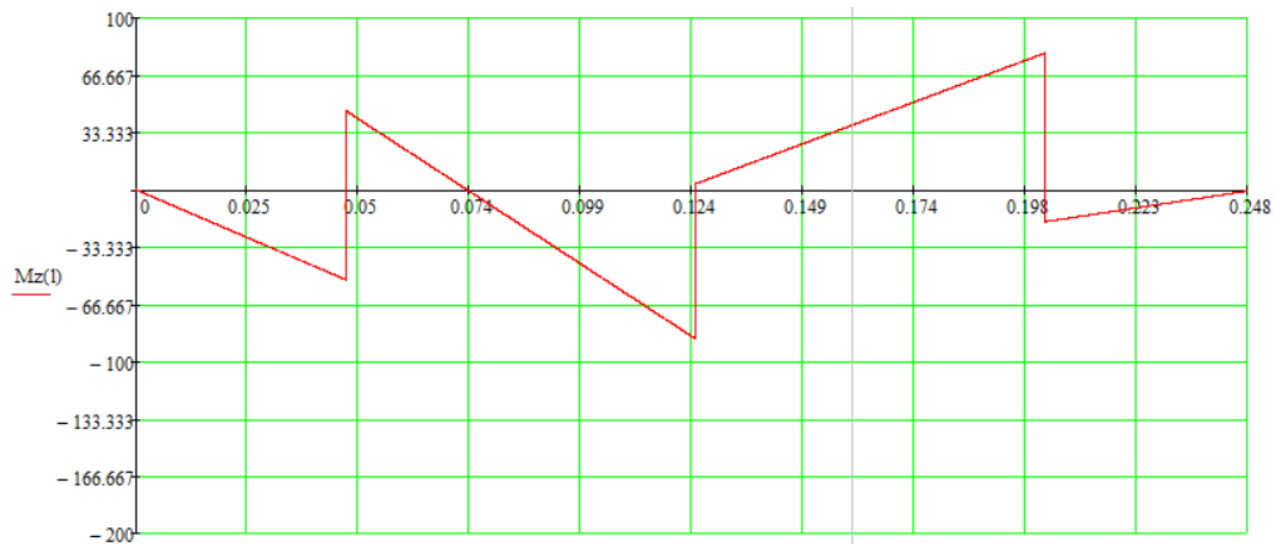


Рисунок 5.4 – Эпюра изгибающего момента в плоскости xOy

Эпюра суммарного изгибающего момента представлена на рисунке 5.5.

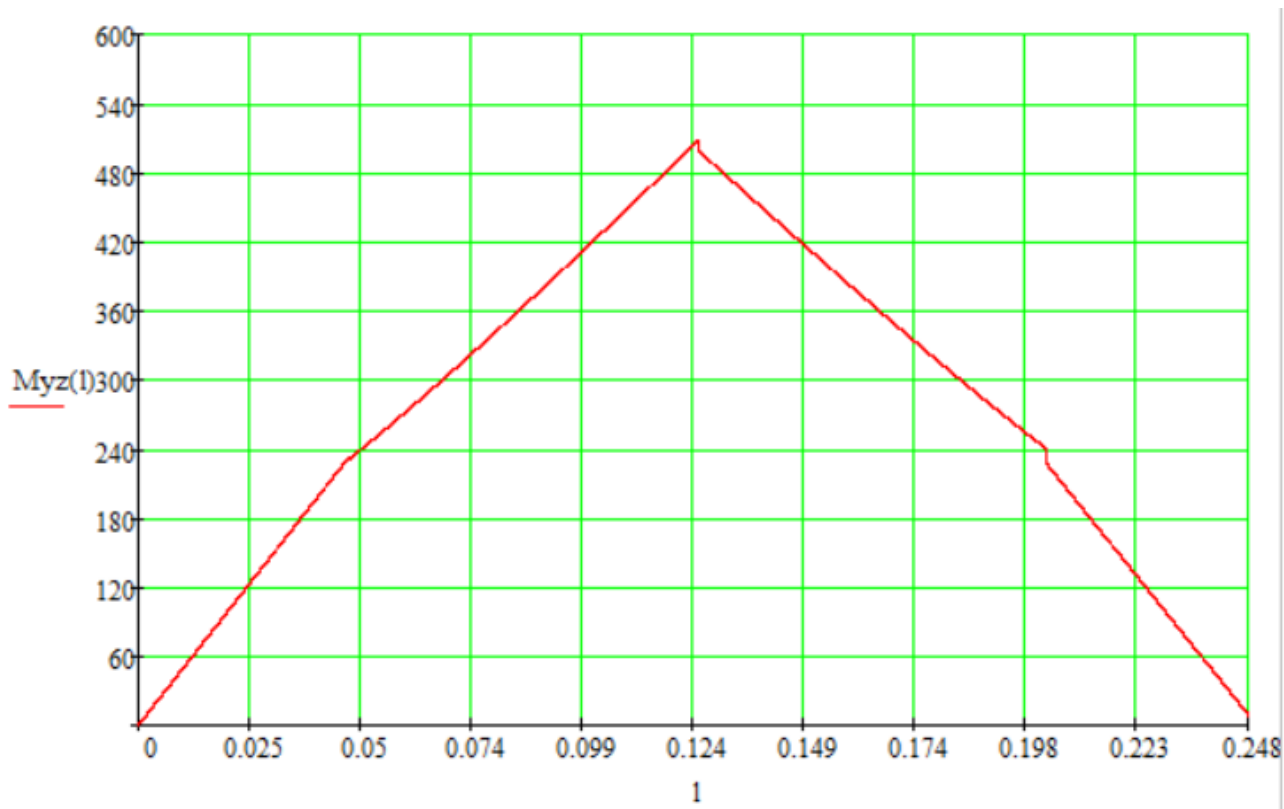


Рисунок 5.5 – Эпюра суммарного изгибающего момента

Составим силовую схему выходного вала, представленную на рисунке 5.6.

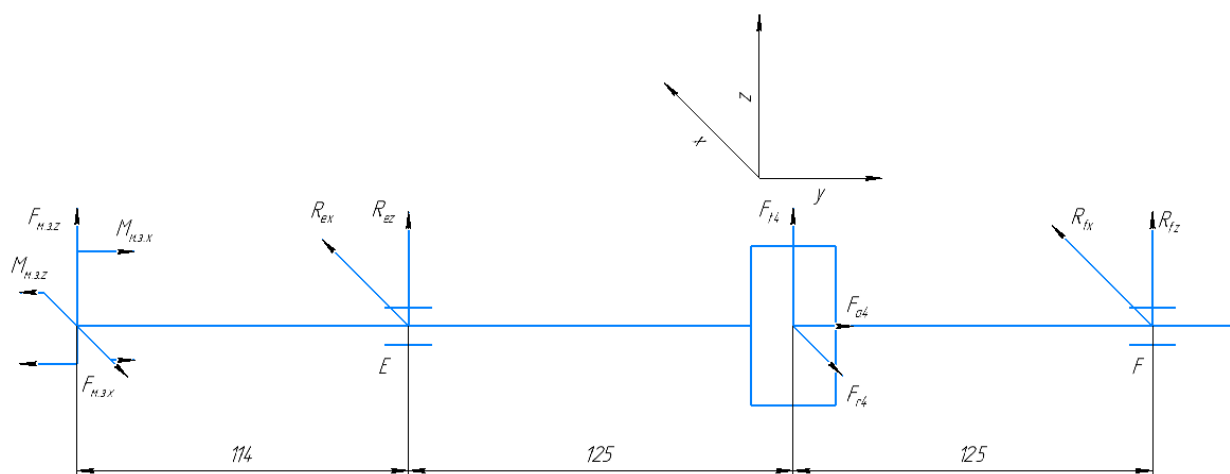


Рисунок 5.6 – Силовая схема выходного вала

Значения l_7, l_8, l_9 определены при конструировании и равны $l_8 = 114, l_9 = 125$ мм, $l_{10} = 125$ мм.

F_M и M_M – соответственно реактивная сила и момент, возникающий при работе компенсирующей муфты.

Для зубчатой муфты F_M посчитаем по формуле

$$F_M = \frac{0,1 \cdot T}{l_M}, \quad (4.13)$$

где $l_M = 82$ мм – расстояние между зубчатыми венцами муфты.

Подставим значения в формулу (4.13)

$$F_M = \frac{0,1 \cdot 829 \cdot 10^3}{82} = 1010 \text{ Н}$$

$$M_M = 0,1 \cdot T = 0,1 \cdot 829 = 82,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Разделим силу F_M на две составляющие F_{My} и F_{Mz} , которые сонаправлены с F_{r4} и F_{t4} соответственно.

$$F_{Mx} = F_M \cdot \frac{F_{r4}}{\sqrt{F_{t4}^2 + F_{r4}^2}} = 1010 \cdot \frac{2677}{\sqrt{7007^2 + 2677^2}} = 357 \text{ Н}$$

$$F_{Mz} = F_M \cdot \frac{F_{t4}}{\sqrt{F_{t4}^2 + F_{r4}^2}} = 1010 \cdot \frac{6997}{\sqrt{7007^2 + 2677^2}} = 934 \text{ Н}$$

Разделим момент M_M на две составляющие M_z и M_y , которые расположены в плоскостях xOy и xOz соответственно.

$$\frac{M_z}{M_x} = \frac{F_{Mx}}{F_{Mz}} = \frac{357}{934} = 0,382$$

$$M_M = \sqrt{(0,382 \cdot M_{My})^2 + M_{My}^2} = \sqrt{1,15 M_{My}^2} = 82 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_y = 76,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_z = 0,382 \cdot M_y = 29,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Составим уравнение моментов в вертикальной плоскости yOz относительно точки E

$$\sum M_E = 0$$

$$-M_x + F_{Mz} \cdot l_8 - F_{t4} \cdot l_9 - R_{fz} \cdot (l_9 + l_{10}) = 0 \quad (4.14)$$

Выражаем и вычисляем R_{Fz} из формулы (4.14)

$$R_{Fz} = \frac{-F_{t4} \cdot l_9 + F_{Mz} \cdot l_8 - M_x}{l_9 + l_{10}}$$

$$R_{Fz} = \frac{-7007 \cdot 125 + 934 \cdot 114 - 76.5}{125 + 125} = -3384 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в горизонтальной плоскости xOy относительно точки E

$$\sum M_E = 0$$

$$M_z + F_{Mx} \cdot l_7 - F_{r4} \cdot l_8 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} - R_{Fx} \cdot (l_9 + l_{10}) = 0 \quad (4.15)$$

Выражаем и вычисляем R_{Fx} из формулы (4.15)

$$R_{Fx} = \frac{M_z + F_{Mx} \cdot l_7 - F_{r4} \cdot l_8 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}}{l_9 + l_{10}}$$

$$R_{Fx} = \frac{29.2 + 357 \cdot 114 - 2677 \cdot 125 - 2234 \cdot 123}{125 + 125} = 2158 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в вертикальной плоскости yOz относительно точки F

$$\sum M_F = 0$$

$$-M_x + F_{Mz} \cdot (l_8 + l_9 + l_{10}) + R_{Ez} \cdot (l_9 + l_{10}) + F_{t4} \cdot l_9 = 0 \quad (4.16)$$

Выражаем и вычисляем R_{Ez} из формулы (4.16)

$$R_{Ez} = \frac{M_x - F_{Mz} \cdot (l_7 + l_8 + l_9) - F_{t4} \cdot l_9}{l_9 + l_{10}}$$

$$R_{Ez} = \frac{76.5 - 934 \cdot (114 + 125 + 125) - 7007 \cdot 125}{125 + 125} = -4557 \text{ Н}$$

Составим уравнение моментов в горизонтальной плоскости xOy относительно точки F

$$\sum M_F = 0$$

$$M_z + F_{Mx} \cdot (l_8 + l_9 + l_{10}) - R_{Ex} \cdot (l_9 + l_{10}) + F_{r4} \cdot l_{10} - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \quad (4.17)$$

Выражаем и вычисляем R_{Ex} из формулы (4.17)

$$R_{Ex} = \frac{M_z + F_{Mx} \cdot (l_8 + l_9 + l_{10}) + F_{r4} \cdot l_{10} - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}}{l_9 + l_{10}}$$

$$R_{Ex} = \frac{29.2 + 357 \cdot (114 + 125 + 125) + 2677 \cdot 125 - 2234 \cdot 123}{125 + 125} = 875 \text{ Н}$$

Сделаем проверку

$$\sum F_z = 0 \quad (4.18)$$

$$\sum F_z = F_{Mz} + R_{Ez} + F_{t4} + R_{Fz} = 934 - 4558 + 7007 - 3384 = 0 \text{ Н}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.19)$$

$$\sum F_y = -F_{My} + R_{Ey} - F_{r4} + R_{Fy} = -357 + 876 - 2677 + 2158 = 0 \text{ Н}$$

Полученные значения сумм всех сил по осям x и y не отклоняются от нуля более, чем на 20 Н, следовательно, условия (4.18) и (4.19) выполняются.

5. Проверочный расчет подшипников

Основными причинами утраты работоспособности подшипников являются усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения или беговых дорожек колец, их абразивный износ, разрушение сепараторов, расклинивание колец и тел качения, образование недопустимых пластических деформаций на беговых дорожках.

В данном курсовом проекте рассматривается как основной вид разрушения – выкрашивание тел качения. Признаками начала процесса усталостного разрушения (выкрашивания) деталей подшипника являются повышение шумности, потеря точности вращения вала, возникновение вибрации.

Под динамической грузоподъемностью C радиально-упорных подшипников понимают постоянную нагрузку, которую группа идентичных подшипников может выдержать в течение расчетного срока службы.

$$C = R \cdot \sqrt[m]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}}$$

где L_h – ресурс подшипника; n – частота вращения данного из колец подшипника; C – динамическая грузоподъёмность; m – показатель кривой выносливости, для шариковых $m=3$ и для роликовых $m=10/3$.

Ресурс подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_{II}} \right)^m$$

где R_{II} – приведённая нагрузка на подшипник.

Приведённая нагрузка для радиально-упорных подшипников рассчитывается по следующей формуле:

$$R_{II} = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; R_r и R_a – радиальная и осевая нагрузки подшипника; V – коэффициент вращения; K_σ – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

Под статической грузоподъёмностью C_o радиально-упорных подшипников понимают такую радиальную нагрузку, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения. Значение C_o указываются в каталогах.

При выборе подшипника должно выполняться условие: $P_o \leq C_o$,

где P_o – приведённая статическая нагрузка.

При совместном действии на подшипник радиальной R_r и осевой R_a нагрузок приведённая нагрузка определяется как большая из расчётов по следующим формулам

$$\left. \begin{aligned} P_o &= (X_o \cdot R_r + Y_o \cdot R_a) \cdot \beta^*, \\ P_o &= R_r \cdot \beta^*, \end{aligned} \right\}$$

где X_o и Y_o – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок.

Расчет подшипников проводим на ЭВМ.

Основные критерии работоспособности подшипника качения – его динамическая и статическая грузоподъёмность. Далее приводится проверочный расчет предварительно выбранных подшипников по указанным критериям.

Также важным параметром при проверке подшипника будем считать вероятность безотказной работы при заданном ресурсе.

Проверочный расчёт подшипников на быстроходном валу

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ		
ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС 4850 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ 1.30	
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 9	КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20	
ОПОРЫ ВАЛА: две фиксирующие в одном осевом направлении / враспор / относительно нагрузки вращается внутреннее кольцо подшипника		
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА 606.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА 0 Н	
Опора 1 препятствует перемещению вала под действием внешн. осевой силы		
Опора	1	2
Подшипник	7209	7209
Радиальная реакция, Н	1434	1434
Максимальная осевая реакция, Н	1075	1075
Статическая грузоподъемность, Н	33000	33000
Эквивалентная статическая нагрузка, Н	3155	3155
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч	100000	100000
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе	0.999	0.999

Проверочный расчёт подшипников на промежуточном валу

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ		
ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС 4850 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ 1.30	
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 9	КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20	
ОПОРЫ ВАЛА: две фиксирующие в одном осевом направлении / враспор / относительно нагрузки вращается внутреннее кольцо подшипника		
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА 174.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА 2234 Н	
Опора 1 препятствует перемещению вала под действием внешн. осевой силы		
Опора	1	2
Подшипник	7210	7210
Радиальная реакция, Н	4943	4831
Максимальная осевая реакция, Н	8189	3275
Статическая грузоподъемность, Н	40000	40000
Эквивалентная статическая нагрузка, Н	12718	10628
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч	23900	100000
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе	0.990	0.999

Проверочный расчёт подшипников на тихоходном валу

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС	4850 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ	1.30
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 9	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20
ОПОРЫ ВАЛА: две фиксирующие в одном осевом направлении / враспор / относительно нагрузки вращается внутреннее кольцо подшипника			
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА	58.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА	2234 Н
Опора 1 препятствует перемещению вала под действием внешн. осевой силы			
Опора		2	1
Подшипник		7212	7212
Радиальная реакция, Н		4014	4641
Максимальная осевая реакция, Н		2558	7473
Статическая грузоподъемность, Н		58000	58000
Эквивалентная статическая нагрузка, Н		8831	12170
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч		100000	100000
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе		0.999	0.999

В результате расчета подшипников выяснили, что возможна установка следующих подшипников:

- на быстроходный вал – роликовые подшипники конические однорядные лёгкой серии – 7209;
- на промежуточный вал – роликовые подшипники конические однорядные лёгкой серии – 7210;
- на тихоходный вал – роликовые подшипники конические однорядные лёгкой серии – 7212.

6. Проверочный расчет на прочность вала

Проверочный расчет вала проводим для промежуточного вала. Как видно из рисунка и из эпюры суммарного момента на валу можно выделить опасное сечение, в которых суммарный изгибающий момент достигает своего максимума.

Уточненный расчет валов проводится с использованием расчетной схемы вала и состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасного сечения и сравнении его с требуемыми (допускаемыми) значениями $[S] = 2,5$. Прочность соблюдена при $S \geq [S]$.

Материал вала – сталь 45 нормализованная; $\sigma_B = 600$ МПа [1, 34].

Пределы выносливости $\sigma_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 600 = 300$ МПа

$$\tau_{-1} = 0,3 \cdot \sigma_B = 0,3 \cdot 600 = 200 \text{ МПа}$$

Сечение вала на косозубой шестерне:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 81^3}{32} = 41417 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{M \Sigma}{W} = \frac{486}{41417} = 11 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W} = \frac{285}{2 \cdot 41417} = 3.4 \text{ МПа}$$

$K_F = 0.95$ обработка вала – шлифовка.

Предел выносливости материала вала (материал вала – сталь 45):

$$\sigma_{-1} = 0,5 \sigma_B = 0,5 \cdot 600 = 300 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,3 \sigma_B = 0,3 \cdot 600 = 180 \text{ МПа}.$$

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для углеродистой стали:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 0,0002 \cdot 600 = 0,14$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$K_\sigma = 1,5$$

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

$$K_d = 0,72.$$

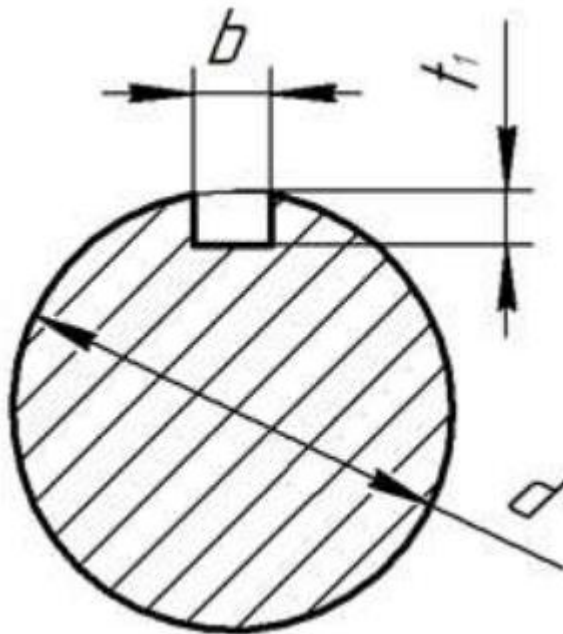
Запас прочности должен быть не меньше допустимого $[S] = 2,5$.

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{K_\tau}{K_d \cdot K_f} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{180}{3,4 \cdot \frac{1,1}{0,72 \cdot 0,95} + 0,07 \cdot 3,4} = 31,5$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{K_d \cdot K_f} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{300}{11 \cdot \frac{1,5}{0,72 \cdot 0,95} + 0,14 \cdot 0} = 12,3$$

$$S = \frac{S_\tau \cdot S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} = \frac{31,5 \cdot 12,3}{\sqrt{31,5^2 + 12,3^2}} = 11,4 > [S] = 2,5$$

Теперь проведем расчет запаса прочности в другом опасном сечении, с концентратором напряжения — шпонкой, момент там меньше, но коэффициенты концентрации выше.



Геометрические параметры, мм: $d = 55$, $b = 16$, $t_1 = 6$.

Поправка на ослабление вала за счет паза:

$$\Delta = \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d} = \frac{16 \cdot 6 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \Delta = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} - 2,1 \cdot 10^3 = 14233 \text{ мм}^3$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \Delta = \frac{\pi \cdot 55^3}{16} - 2.1 \cdot 10^3 = 30567 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M\Sigma}{W_u} = \frac{237}{14233} = 16.3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{W_k} = \frac{285}{30567} = 9.3 \text{ МПа}$$

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для углеродистой стали:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 0,0002 \cdot 600 = 0,14$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$K_\sigma = 1,9$$

$$K_\tau = 1,9.$$

$$K_d = 0,72.$$

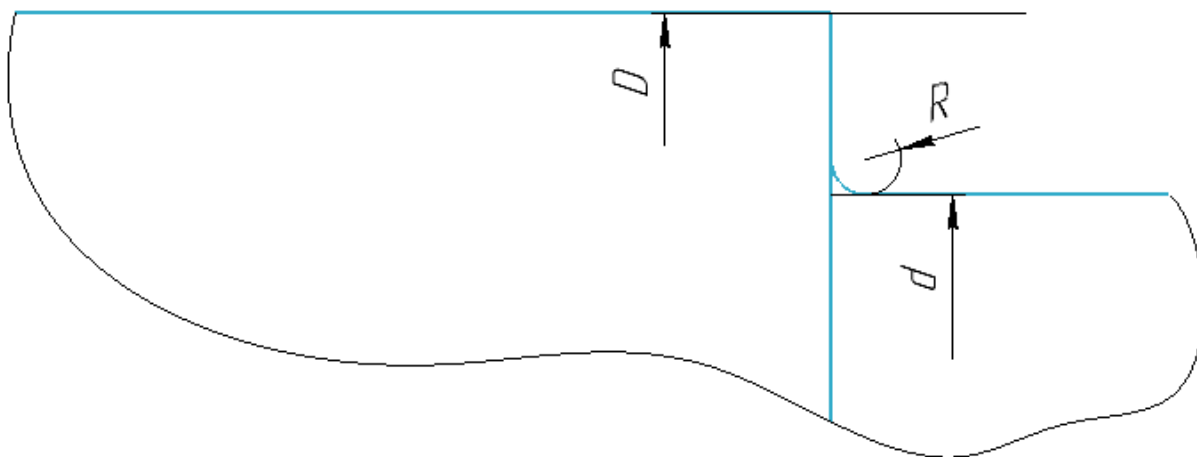
Запас прочности должен быть не меньше допустимого $[S] = 2,5$.

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{K_\tau}{K_d \cdot K_f} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{180}{9.3 \cdot \frac{1.9}{0.72 \cdot 0.95} + 0,07 \cdot 9.3} = 6.8$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{K_d \cdot K_f} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{300}{16.3 \cdot \frac{1.9}{0,72 \cdot 0,95} + 0,14 \cdot 0} = 6.6$$

$$S = \frac{S_\tau \cdot S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} = \frac{6.8 \cdot 6.6}{\sqrt{6.8^2 + 6.6^2}} = 4.7 > [S] = 2,5$$

Теперь проведем расчет запаса прочности в опасном сечении с галтелью, момент там меньше, но коэффициенты концентрации выше.



Геометрические параметры, мм: $D = 81$, $d = 65$, $r = 5$.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} = 26960 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{M\Sigma}{W} = \frac{380}{26960} = 14 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W} = \frac{285}{2 \cdot 26960} = 5.3 \text{ МПа}$$

$K_F = 0.95$ обработка вала – шлифовка.

Предел выносливости материала вала (материал вала – сталь 45):

$$\sigma_{-1} = 0,5\sigma_B = 0,5 \cdot 600 = 300 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,3\sigma_B = 0,3 \cdot 600 = 180 \text{ МПа}.$$

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для углеродистой стали:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 0,0002 \cdot 600 = 0,14$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$\frac{D}{d} = 1.25$$

$$\frac{r}{d} = 0.07$$

$$K_\sigma = 1.47$$

$$K_\tau = 1.65$$

$$K_d = 0.72.$$

Запас прочности должен быть не меньше допустимого $[S] = 2,5$.

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{K\tau}{Kd \cdot Kf} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{180}{5.3 \cdot \frac{1,65}{0,72 \cdot 0,95} + 0,07 \cdot 5.3} = 13.7$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{K\sigma}{Kd \cdot Kf} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{300}{14 \cdot \frac{1,47}{0,72 \cdot 0,95} + 0,14 \cdot 0} = 9.9$$

$$S = \frac{S_\tau \cdot S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} = \frac{13.7 \cdot 9.9}{\sqrt{13.7^2 + 9.9^2}} = 8.1 > [S] = 2,5$$

7. Проверочный расчет зубчатой муфты

Рационально будет выбрать зубчатую муфту по ГОСТ Р50895-96, которая обладает достаточной жесткостью, высокой нагрузочной способностью, что особенно актуально при большом моменте на выходном валу редуктора, способностью компенсации относительно небольших смещений осей валов

Основными параметрами для выбора муфт служат номинальные диаметры соединённых валов, расчётный вращающий момент $T_{расч}$. Для определения $T_{расч}$

можно воспользоваться зависимостью:

$$T_{расч} = T \cdot K \leq T_{табл}$$

где $T = 829$ Нм – наибольший длительно действующий момент, $K = 1,95$ - коэффициент, учитывающий режим работы.

Вычислим $T_{расч}$ и подберём муфту по $T_{табл}$:

$$T_{расч} = 829 \cdot 1,95 = 1600 \text{ Нм} \rightarrow T_{табл} = 1600 \text{ Нм}$$

Выбираем зубчатую муфту:

T, Н·м	n, об/мин	d, мм	D, мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	B, мм	l, мм	b _m , мм	m _m , мм	z _m , мм
1600	4800	50	160	120	75	60	60	15	2,5	40

С целью предупреждения недопустимой интенсивности изнашивания предусматривают снижение уровня напряжений смятия, величину которого устанавливают расчётом:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_{расч} \cdot K_{H\sigma}}{d_m \cdot z_m \cdot b_m \cdot h} \leq [\sigma_{см}]$$

где $h = 1,8 \cdot m_m = 1,8 \cdot 2,5 = 4,5$ – рабочая высота зуба; $d_m = z_m \cdot m_m = 40 \cdot 2,5 = 100$; $K_{H\sigma} = 1,1$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки для муфт с жёсткими обоймами; $[\sigma_{см}] = 12 \dots 15 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение смятия, зависящее от вида термообработки зубьев (для стандартных муфт с термической обработкой поверхности).

Принимаем конструктивно болты с резьбой М10.

Проведем расчет болтов, установленных без зазора.

Определим диаметры болтов (число болтов $z = 6$). Диаметр расположения болтов D_6 :

$$D_6 = \frac{D + D_1}{2} = \frac{160 + 120}{2} = 140 \text{ мм}$$

$$F = \frac{2T_p}{D_6 \cdot z} = \frac{2 \cdot 1600 \cdot 10^3}{140 \cdot 6} = 3800 \text{ Н}$$

Материал болтов – сталь класса прочности 8.8 для которой $[\sigma_m] = 640 \text{ МПа}$, $[\tau] = 0,3 \cdot 640 = 192 \text{ МПа}$.

$$\tau = 4 \cdot \frac{F}{d_6^2 \cdot \pi} = 4 \cdot \frac{3800}{\pi \cdot 10^2} = 48,38 \text{ МПа} < [\tau] = 192 \text{ МПа}$$

Болты удовлетворяют условию.

Проверим работоспособность зубьев муфты по напряжениям смятия:

$$d_m = 40 \cdot 2,5 = 100 \text{ мм},$$

$$h_m = 1,8 \cdot 2,5 = 4,5 \text{ мм},$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 1600 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{100 \cdot 40 \cdot 15 \cdot 4,5} = 13 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 15 \text{ МПа}$$

Вывод: работоспособность зубьев по напряжениям смятия обеспечена.

8. Проверочный расчет шпоночных соединений

Шпоночные соединения проверяются на напряжение смятия узких граней шпонки, которое не должно превышать допускаемого, т. е.:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{см}} = 150 \text{ МПа},$$

Формула для проверки шпонки на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_{\text{пром}}}{d \cdot ((L - b) \cdot b + 0.8 \cdot b^2)} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

$$[\tau_{\text{ср}}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$$

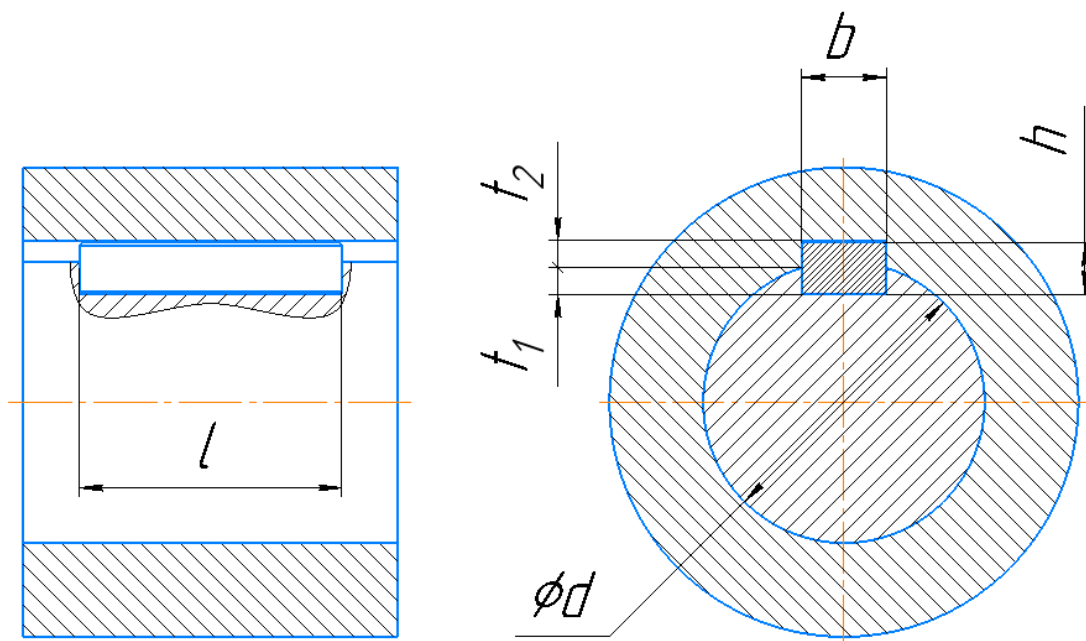


Рис.9.1 Расчётная схема шпоночного соединения

Шпоночное соединение на тихоходном валу под колесо:

Шпонка 18x11x70 ГОСТ 23360–78, сталь 45, $\sigma_B = 600$ МПа.

$$B = 18 \text{ мм}; \quad t_2 = 4,4 \text{ мм};$$

$$h = 11 \text{ мм}; \quad l = 70 \text{ мм};$$

$$t_1 = 7 \text{ мм}; \quad d = 65 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 829 \cdot 10^3}{65 \cdot 70 \cdot (11 - 7)} = 103 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}}$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 829 \cdot 10^3}{65 \cdot (52 \cdot 18 + 0,8 \cdot 324)} = 21,1 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]$$

Шпоночное соединение на тихоходном валу под муфту:

Шпонка 16x10x80 ГОСТ 23360–78, сталь 45, $\sigma_B = 600$ МПа.

$$\begin{aligned} b &= 16 \text{ мм}; & t_2 &= 4,3 \text{ мм}; & \sigma_{\text{см}} &= \frac{2 \cdot 829 \cdot 10^3}{55 \cdot 80 \cdot 3} = 115,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}} \\ h &= 10 \text{ мм}; & l &= 80 \text{ мм}; & & \\ t_1 &= 6 \text{ мм}; & d &= 55 \text{ мм}; & \tau_{\text{ср}} &= \frac{2 \cdot 829 \cdot 10^3}{55 \cdot (64 \cdot 16 + 0,8 \cdot 256)} = 24,2 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] \end{aligned}$$

Шпоночное соединение на промежуточном валу под колесо:

Шпонка 16x10x63 ГОСТ 23360–78, сталь 45, $\sigma_B = 600$ МПа.

$$\begin{aligned} b &= 16 \text{ мм}; & t_2 &= 4,3 \text{ мм}; & \sigma_{\text{см}} &= \frac{2 \cdot 285 \cdot 10^3}{55 \cdot 63 \cdot 4} = 54,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}} \\ h &= 10 \text{ мм}; & l &= 63 \text{ мм}; & & \\ t_1 &= 6 \text{ мм}; & d &= 55 \text{ мм}; & \tau_{\text{ср}} &= \frac{2 \cdot 285 \cdot 10^3}{55 \cdot (47 \cdot 16 + 0,8 \cdot 256)} = 10,8 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] \end{aligned}$$

3. Список использованной литературы

1. Курсовое проектирование деталей машин/ Сост.: С.А. Чернавский, К.Н. Белов, И.М. Чернин и др. М.: Машиностроение, 1988, 416.: ил.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2005. 408 с.: ил.
3. Ашейчик А.А. Детали машин и основы конструирования. Справочные материалы по проектированию: учеб. пособие. СПб: изд-во Политехн. Ун-та, 2014. 111 с.
4. Михайлов Ю.К., Корнилов В.И. Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения: ЛПИ: Л., 1981. 38 с. ил.
5. Тюрин А.П. Детали машин разработка и оформление конструкторской документации курсового проекта: учеб. пособие. СПб: изд-во Политехн. Ун-та, 2003. 41 с.