

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование машиностроения

Направление подготовки

15.03.02 – Технологические машины и
оборудование

Профиль подготовки

Металлообрабатывающее оборудование и
технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

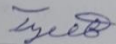
на тему

Гибкий автоматизированный участок на базе многоцелевого станка по типу модели
ИР320ПМФ4

ПГУ 15.03.02.02.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 18МС1

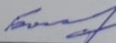


Гусев С.А.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Руководитель

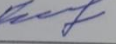


Большаков Г.С.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер



Большаков Г.С.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры
от _____ № _____)

Заведующий кафедрой


(подпись)

Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 22.06.2022 № 5)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2022

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 2022 г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 18МС1 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Гусев Сергей Алексеевич

2. Руководитель бакалаврской работы Большаков Г.С., к.т.н., доцент кафедры ТОМ

3. Время проектирования с 26 мая 2022 г. по 06 июля 2022 г.

4. Место преддипломной практики ООО «СтанкоМашСтрой»

5. Тема бакалаврской работы

Гибкий автоматизированный участок на базе многоцелевого станка по типу модели ИР320ПМФ4

Тема утверждена приказом ПГУ № 238/о от 30.03.2022

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)

Разработать привод главного движения с комбинированным регулированием, а также планировку гибкого автоматизированного участка из 3-х станков, механизм накопителя с функций автоматической смены столов спутников

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

1 Общие сведения о базовой модели станка.....

2 График частот вращения шпинделя

3 Числа зубьев в передачах

4 Кинематическая схема привода главного движения

5 Эскизное оформление привода главного движения

6 Расчет валов на прочность

7 Расчет шпиндельного узла

8 Расчет соединений вал-ступица

9 Разработка компоновки ГАУ: Анализ ГАУ на основе теории массового обслуживания; Расчет механизма вращения накопителя.

Лист

ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

Кинематическая схема станка по типу модели ИР320ПМФ4

Общий вид станка по типу модели ИР320ПМФ4

Развертка привода главного движения

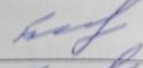
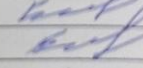
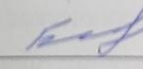
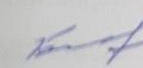
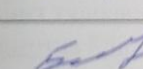
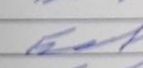
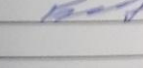
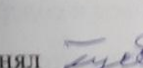
Свертка привода главного движения

Общий вид гибкого автоматизированного участка

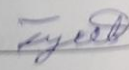
Механизм накопителя

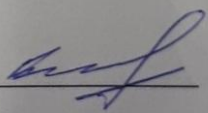
8. Особые требования по выполнению разделов:

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
Общие сведения о базовой модели станка	15	01.06.22	
График частот вращения шпинделя	10	05.06.22	
Числа зубьев в передачах	10	08.06.22	
Кинематический и силовой расчет привода главного движения	10	10.06.22	
Анализ производительности гибкого автоматизированного участка по теории массового обслуживания	10	12.06.22	
Разработка конструкции механизма накопителя	15	15.06.22	
Оформление чертежей	15	18.06.22	
Оформление пояснительной записки	15	22.06.22	

Дата выдачи задания « 26 » мая 2022 г.

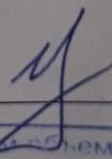
Задание к исполнению принял 

Руководитель работы 

« 26 » мая 2022 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультет промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

 С.Ю. Киреев

ОПОП освоена в полном объеме. «
К государственной
аттестации допустить

2022 г.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ

Лист

Реферат

Выпускная квалификационная работа на тему «Гибкий автоматизированный участок на базе многоцелевого станка по типу модели ИР320ПМФ4» состоит из пояснительной записки и графической части.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен кинематический расчет привода главного движения станка по типу базовой модели ИР230ПМФ4, в котором построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла, силовой расчет на прочность вала, шпонок, шлицов, определена жесткость шпиндельного узла, проведен проверочный расчет зубчатых колес. Определена планировка гибкого автоматизированного участка, выполнен анализ его производительности на основе теории массового обслуживания, разработан механизм накопителя с автоматизированной сменой столов-спутников.

Графическая часть содержит:

- 1) Лист формата А1 – Станок ИР320ПМФ4 ВО.
- 2) Лист формата А1 – Гибкий автоматизированный участок ВО.
- 3) Лист формата А1 – Станок многоцелевой КЗ.
- 4) Лист формата А0 – Привод главного движения СБ. (лист 1)
- 5) Лист формата А1 – Привод главного движения СБ. (лист 2)
- 6) Лист формата А1 – Механизм накопителя СБ.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Гибкий автоматизированный участок на базе многоцелевого станка по типу модели ИР320ПМФ4	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Гусев С.А.						
Провер.		Большаков Г.С.					3	71
Н. контр.		Большаков Г.С.				Каф. «ТОМ», гр. 18МС1		
Утв.								

Подпись

руководителя

ял

аяя 2022 г.

иреев

2022 г.

Лист

ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Содержание

1 Общие сведения о базовой модели станка.....	5
2 График частот вращения шпинделя.....	7
3 Числа зубьев в передачах.....	13
4 Кинематическая схема привода главного движения.....	17
5 Эскизное оформление привода главного движения.....	18
5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	18
5.2 Модули зубьев в передачах.....	19
5.3 Диаметры валов.....	22
5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	24
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	25
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	27
6 Расчет валов на прочность	28
6.1 Расчет на прочность вала I.....	28
6.2 Расчет на прочность вала II.....	35
6.3 Расчет на прочность вала III.....	41
7 Расчет шпиндельного узла.....	46
7.1 Упругое перемещение конца шпинделя.....	46
7.2 Уточненный расчет опор шпинделя.....	49
8 Расчет соединений вал-ступица.....	50
8.1 Расчет шлицевых соединений.....	50
8.2 Расчет шпоночных соединений.....	52
9 Разработка компоновки ГАУ.....	55
9.1 Анализ ГАУ на основе теории массового обслуживания.....	57
9.2. Расчет механизма вращения накопителя.....	65
Список использованной литературы.....	68
Приложение.....	70

1 Общие сведения о базовой модели станка

Многоцелевой станок ИР320ПМФ4 с комбинированной системой числового программного управления, автоматической сменой инструмента и обрабатываемых деталей предназначен для обработки малогабаритных корпусных деталей особо сложной конфигурации.

Основные характеристики многоцелевого горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра ИР320ПМФ4

Класс точности станка – П по ОСТ2 Н72-6–81

Размеры рабочей поверхности стола – 320 х 320 мм

Перемещение поперечное стола (ось X) – 400 мм

Перемещение вертикальное шпиндельной бабки (ось Y) – 360 мм

Перемещение продольное стойки (ось Z) – 400 мм

Максимальная нагрузка на стол (по центру) – 150 кг

Количество инструмента в магазине – 36

Количество столов-спутников – 4

Частота вращения шпинделя – 13..5000 об/мин

Электродвигатель привода шпинделя – 7,5..11 кВт

Вес станка – 10,0 т.

На рисунке 1 представлен общий вид станка ИР320ПМФ4.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 1 – Общий вид станка модели IP320PMF4,

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 График частот вращения шпинделя

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. Наибольшее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [1, с. 31].

Определяем диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

$$R_{\Pi} = R_{\text{дв}} R_{\text{к}},$$

где $R_{\text{дв}}$ – диапазон регулирования двигателя;

$R_{\text{к}}$ – диапазон регулирования коробки.

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\phi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \phi$ [1, с. 31].

Максимальную частоту вращения шпинделя определяем по формуле [1, с. 13, 20]:

$$n_{\text{шп (max)}} = R_{\Pi} n_{\text{шп (min)}},$$

где $R_{\Pi} = 60$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп (min)}} = 30 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп (max)}} = 60 \cdot 30 = 1800 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{эф}}}{\eta},$$

где $P_{\text{эф}} = 10 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0,80$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{10}{0,80} = 12,5 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ200L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ — максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ — номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 48 \text{ мм}$ — диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

Диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [1, с. 32]:

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{3000}{750} = 4.$$

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [1, с. 32]:

$$R_{\text{к}} = \frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{дв(Р)}}},$$

$$R_{\text{к}} = \frac{60}{4} = 15.$$

Определяем число скоростей коробки [1, с. 36]:

$$z = \frac{\lg R_{\text{п}}}{\lg R_{\text{дв(Р)}}},$$

$$z = \frac{\lg 60}{\lg 4} = 2,96.$$

Принимаем $z = 3$, что дает возможность иметь одну групповую передачу в коробке.

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{\text{дв(Р)}}}{\lg \varphi},$$

$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1,26} = 5,998.$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [1, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg \varphi} = \frac{\lg R_r}{\lg \varphi},$$

где R_m, R_r – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [1, с. 37]:

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 15}{\lg 1,26} = 11,76.$$

Округляем до $K_m = 12$.

Однако при $\varphi = 1,26$ число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [1, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 9$. Оставшиеся 3 интервалов можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Тогда [1, с. 33]:

$$R_{\kappa(\varphi)} = R_j \varphi^{K_m},$$

$$R_j = R_a R_b \dots R_{m-1} = R_N^\varepsilon,$$

$$\varepsilon = (p_a - 1) x_a + (p_b - 1) x_b + \dots + (p_{m-1} - 1) x_{m-1},$$

$$R_{n(\varphi)} = R_{\text{дв} (P)} R_{\kappa(\varphi)}.$$

Следовательно $R_{\kappa(\varphi)} = R_a \varphi^{K_m}$; $R_a = 1$, $\varphi = 1,26$, $K_m = 9$; тогда,

$$R_{\kappa(\varphi)} = 1 \varphi^9 = 1 \cdot 1,26^9 = 8 \text{ [1, с. 23, т. 5].}$$

$$R_{n(\varphi)} = 4 \cdot 8 = 32.$$

Определяем число K_1 , а также число K_2 [1, с. 33]:

$$K_1 = \frac{\lg (n_{\text{дв} (\max)} / n_{\text{шп} (\max)})}{\lg \varphi},$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{n(\varphi)}}{\lg \varphi}.$$

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 1800)}{\lg 1,26} = 2,21 ,$$

принимаем $K_1 = 2$,

$$K_2 = \frac{\lg 32}{\lg 1,26} = 14,996 ,$$

принимаем $K_2 = 15$.

Определяем общее число интервалов определяем по формуле[1, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2 ,$$

$$K_{\text{общ}} = 2 + 15 = 17 .$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 18 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3550; 2800; 2240; 1800; 1400; 1120; 900; 710; 560; 450; 355; 280; 224; 180; 140; 112; 90; 71; 56 и строим график частот вращения (рисунок 2).

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

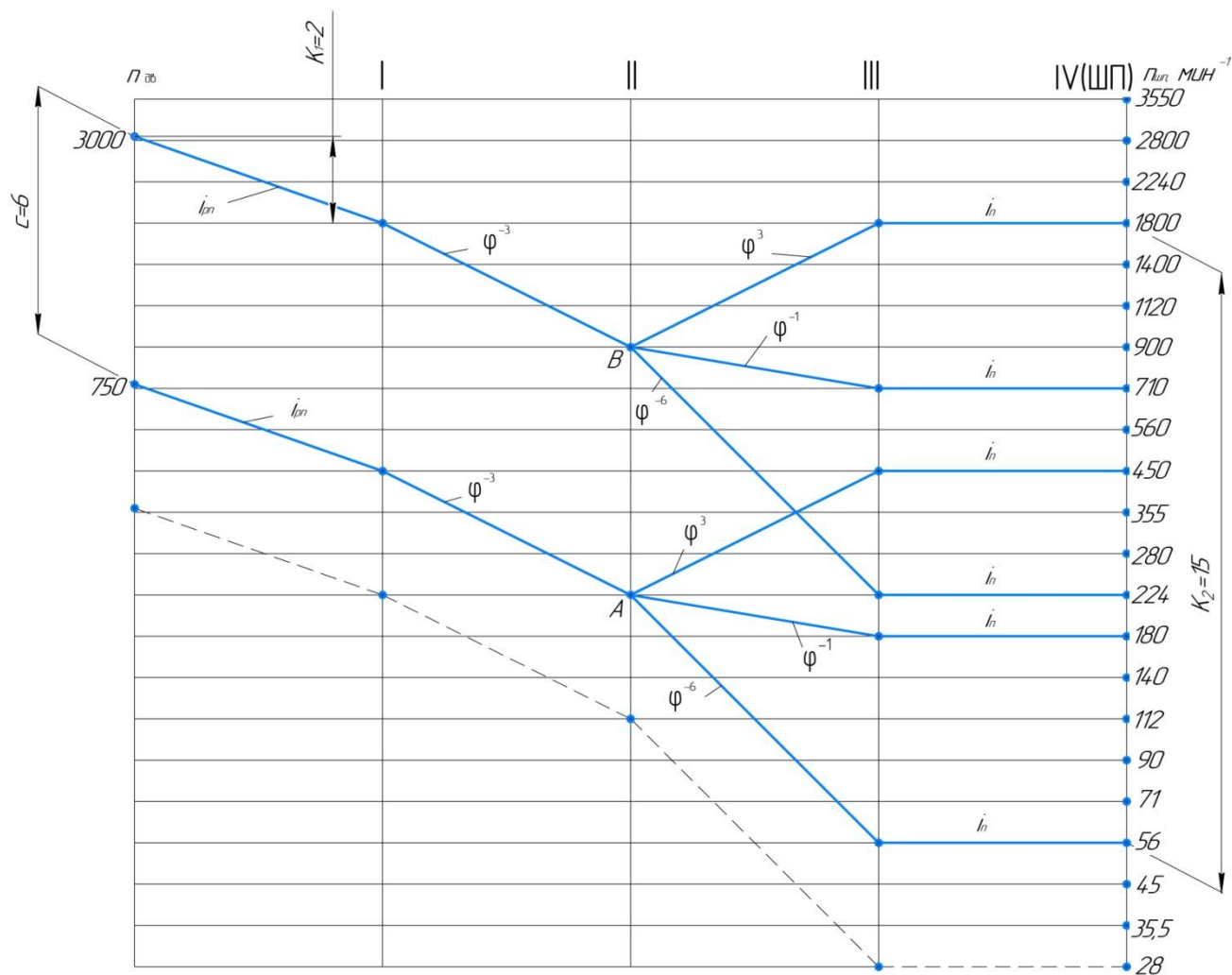
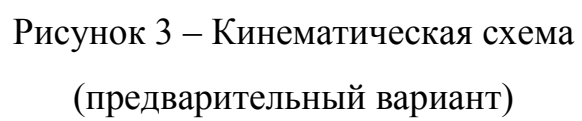


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана кинематическая схема привода главного движения проектируемого станка.



3 Числа зубьев в передачах

Определяем все величины передаточных отношений в коробке скоростей для переключаемых и находящихся в постоянном зацеплении зубчатых колес или ременных передач, используя график частот вращения привода.

1) ременная передача:

$$\text{передаточное отношение} - i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_1} = \frac{3000}{1800} = 1,66 \quad \text{или} \quad i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{750}{450} = 1,66$$

(см. рисунок 2).

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \cdot \frac{15}{750} = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем из таблицы 4.1 [3, с. 86] профиль ремня С(В) (ГОСТ 1284.1–89) и $d_{1\text{ min}} = 200 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $w_p = 14 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 230 \text{ мм}^2$.

Диаметр ведущего шкива определяем по формуле [3, с. 93, ф. 4.23]:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{M_{\text{к дв}}},$$

где $C = 38 \dots 42$ — для ремней нормального сечения;

$C = 20$ — для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{191} = 218,8 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 224 \text{ мм}$.

Определяем скорость ремня [3, с. 93, ф. 4.24]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000},$$

где n_1 — частота вращения ведущего шкива.

Следовательно,

$$V = \frac{3,14 \cdot 224 \cdot 750}{60000} = 8,79 \text{ м/с} \quad - \text{при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$V = \frac{3,14 \cdot 224 \cdot 3000}{60000} = 35,17 \text{ м/с} \quad \text{— при } n_{\text{дв(макс)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

Определяем диаметр ведомого шкива [3, с. 93, ф. 4.25]:

$$d_2 = d_1 i_{\text{пр}} (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ — относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_2 = 224 \cdot 1,66 (1 - 0,015) = 366,3 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 355 \text{ мм}$ [3, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [3, с. 93, ф. 4.26]:

$$i_{\text{пр}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

$$i_{\text{пр}} = \frac{355}{224 (1 - 0,015)} = 1,61.$$

Тогда оптимальное значение межосевого расстояния [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{\text{опт}} = c d_2,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1,39$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,39 \cdot 355 = 493,45 \text{ мм}.$$

Определяем длину ремня [3, с. 94, ф. 4.28]:

$$L_p = 2 a_{\text{опт}} + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a_{\text{опт}}},$$

где $d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$.

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{224 + 355}{2} = 289,5 \text{ мм},$$

$$\Delta = \frac{355 - 224}{2} = 65,5 \text{ мм},$$

$$L_p = 2 \cdot 493,45 + 3,14 \cdot 289,5 + \frac{65,5^2}{493,45} = 1904,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $L_p = 2000 \text{ мм}$ [3, с.86].

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Проводим уточнение межосевого расстояния по формуле [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_p - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(L_p - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2},$$

$$a = \frac{2000 - 3,14 \cdot 289,5}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(2000 - 3,14 \cdot 289,5)^2 - 8 \cdot 65,5^2} = 541,5 \text{ мм}.$$

Определяем угол между ветвями ремня [3, с. 94, ф. 4.30]:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{\Delta}{a},$$

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{65,5}{541,5} = 13,9^\circ.$$

Тогда угол обхвата ремнем наименьшего шкива [3, с. 94, ф. 4.31]:

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^\circ,$$

$$\alpha = (180 - 13,9) = 166,1^\circ > 120^\circ$$

– условие выполняется.

Число пробегов ремня определяем по формуле [3, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000 V}{L_p},$$

$$U = \frac{1000 \cdot 35,17}{2000} = 17,585 \text{ с}^{-1}.$$

Эквивалентный диаметр шкива [3, с. 94, ф. 4.33]:

$$d_e = d_1 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-i_{\text{пр}})}),$$

$$d_e = 224 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,61)}) = 248,2 \text{ мм}.$$

2) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_1}{n_{\text{II}}} = \frac{1800}{900} = 2 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{450}{224} = 2,01 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^{-3} = 2 \quad -$$

по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 2$, $\Sigma z = 72$, $z_1 = 24$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \Sigma z - z_1 = 72 - 24 = 48.$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3) переборная группа:

$$z_3 - z_4 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{эл} (z_3 - z_4)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{900}{710} = 1,27 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{эл} (z_3 - z_4)} = \frac{224}{180} = 1,24 \quad (\text{см. рисунок 2}), \quad \varphi^{-1} = 1,26 \quad - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

принимаем $i_{\text{эл} (z_3 - z_4)} = 1,26$, $\Sigma z = 115$, $z_3 = 51$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \Sigma z - z_3 = 115 - 51 = 64 ;$$

$$z_5 - z_6 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{эл} (z_5 - z_6)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{II}}} = \frac{1800}{900} = 2 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{эл} (z_5 - z_6)} = \frac{450}{224} = 2,01 \quad (\text{см. рисунок 2}), \quad \varphi^3 = 2 \quad - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

принимаем $i_{\text{эл} (z_5 - z_6)} = 2$, $\Sigma z = 115$, $z_6 = 38$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_5 = \Sigma z - z_6 = 115 - 38 = 77 ;$$

$$z_7 - z_8 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{эл} (z_7 - z_8)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{900}{224} = 4,02 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{эл} (z_7 - z_8)} = \frac{224}{56} = 4 \quad (\text{см. рисунок 2}), \quad \varphi^{-6} = 4 \quad - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

принимаем $i_{\text{эл} (z_7 - z_8)} = 3,98$, $\Sigma z = 115$, $z_7 = 23$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_8 = \Sigma z - z_7 = 115 - 23 = 92 .$$

4 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение [1, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

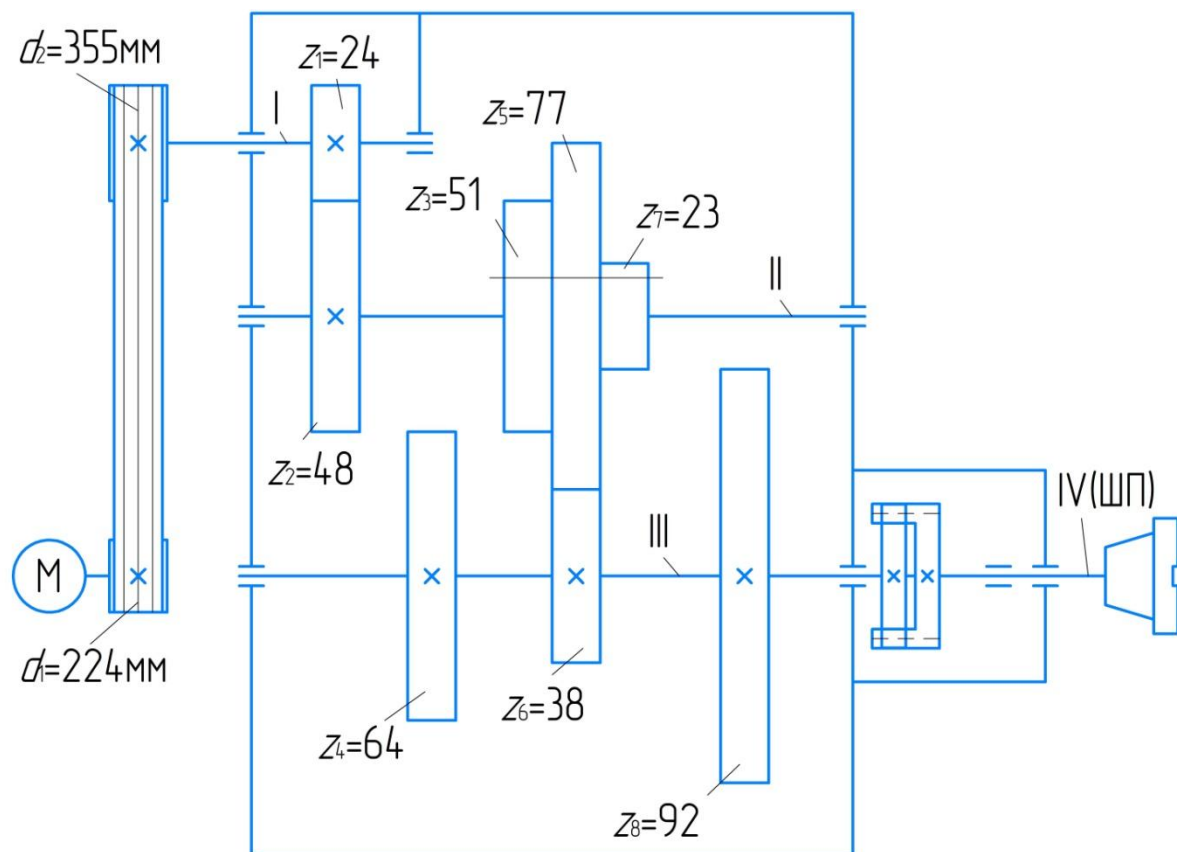


Рисунок 4 – Кинематическая схема
(окончательный вариант)

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

Расчетная частота вращения шпинделя определяется по формуле [1, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} \left(R_{\text{п}}^{\frac{1}{3}} \dots R_{\text{п}}^{\frac{1}{4}} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 30 \left(60^{\frac{1}{3}} \dots 60^{\frac{1}{4}} \right) = (117,5 \dots 83,5) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 90 \text{ мин}^{-1}$.

С учетом этого,

$$n_{\text{шп расч}} = 90 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{III}} = 90 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{II}} = 355 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 710 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу [3, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{мп}},$$

где $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ – КПД ременной передачи [3, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{мп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{I}} = 15 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 14,11 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{мп}},$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 14,11 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 13,55 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{мп}},$$

$$P_{\text{III}} = 13,55 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 13,01 \text{ кВт}.$$

$$P_{\text{шп}} = P_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{мп}}$$

$$P_{\text{шп}} = 13,01 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 12,49 \text{ кВт}$$

Определяем крутящие моменты на валах [3, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{14,11}{710} = 189,79 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{13,55}{355} = 364,51 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кIII}} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550 \frac{13,01}{90} = 1380,51 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{12,49}{90} = 1325,33 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

5.2 Модули зубьев в передачах

Эскизная проработка развертки коробки скоростей, кинематический расчет которой был проведен ранее, начинается с предварительного определения диаметров валов и модулей зубчатых колес [1, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [1, с. 82, ф. 3]:

$$m_{\text{к}} = \frac{d_{\omega}}{z} = \frac{K_d}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot K_{H\beta} \cdot (i \pm 1)}{i \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

$$m_{\text{из}} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}}},$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, знак «-» – внутреннему;

$m_{\text{к}}$ – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_{ω} – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

z – число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацеплении;

K_d – вспомогательный коэффициент, принимаемый для пары стальных прямозубых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

$M_{\text{к}}$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н · м;

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

ψ_{bd} – отношение ширины b венца зубчатого колеса к начальному диаметру шестерни d_o , принимается равным 0,2...0,4;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85];

$m_{из}$ – модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба, мм;

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [1, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 12ХН3А с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 330$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2 : \quad z_1 = 24, \quad i_{зп(z1-z2)} = 2, \quad M_{кл} = 189,79 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,92,$$

$$m_k = \frac{770}{24} \cdot \sqrt[3]{\frac{189,79 \cdot 1,12 \cdot (2 + 1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,71 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{189,79 \cdot 1,2 \cdot 3,92}{24^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,18 \text{ мм},$$

принимаем $m = 3$ мм,

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

переборная группа (тройной блок):

$$z_3 - z_4 : z_3 = 51, \quad i_{31(z_3 - z_4)} = 1,26, \quad M_{\text{кл}} = 364,51 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,65,$$

$$m_k = \frac{770}{51} \cdot \sqrt[3]{\frac{364,51 \cdot 1,12 \cdot (1,26 + 1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,68 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{364,51 \cdot 1,2 \cdot 3,65}{51^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,34 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$,

$$z_5 - z_6 : z_6 = 38, \quad i_{51(z_5 - z_6)} = 2, \quad M_{\text{III}} = 1380,51 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,71,$$

$$m_k = \frac{770}{38} \cdot \sqrt[3]{\frac{1380,51 \cdot 1,12 \cdot (2 + 1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,32 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1380,51 \cdot 1,2 \cdot 3,71}{38^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,46 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4,5 \text{ мм}$,

$$z_7 - z_8 : z_7 = 23, \quad i_{71(z_7 - z_8)} = 3,98, \quad M_{\text{кл}} = 364,51 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,96,$$

$$m_k = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{364,51 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,31 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{364,51 \cdot 1,2 \cdot 3,96}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,08 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем

$m = 4,5 \text{ мм}$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5.3 Диаметры валов

Определяем ориентировочно минимальные диаметры валов (диаметры под подшипники) [1, с. 86]:

$$d_{i \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_i}},$$

где $d_{i \min}$ – минимальный диаметр вала, мм;

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

n_i – минимальная частота вращения i -го вала, мин⁻¹.

Следовательно,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{14,11}{710}} = 41,3 \text{ мм},$$

принимаем $d_{I \min} = 45 \text{ мм}$,

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{13,55}{355}} = 48,62 \text{ мм},$$

принимаем $d_{II \min} = 50 \text{ мм}$.

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{13,01}{90}} = 67,83 \text{ мм},$$

принимаем $d_{III \min} = 70 \text{ мм}$.

Минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{шп \min}$ (см. рисунок 5) [1, с. 87]:

$$d_{шп \min} = P_{дв} / (0,15 \dots 0,35),$$

где $P_{дв}$ – мощность двигателя, кВт.

Тогда,

$$d_{шп \min} = 15 / (0,15 \dots 0,35) = (100 \dots 48,86) \text{ мм},$$

принимаем $d_{шп \min} = 100 \text{ мм}$.

Следовательно (см. рисунок 5),

$$d_{шк} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 100 = (100 \dots 120) \text{ мм},$$

принимаем $d_{шк} = 120 \text{ мм}$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

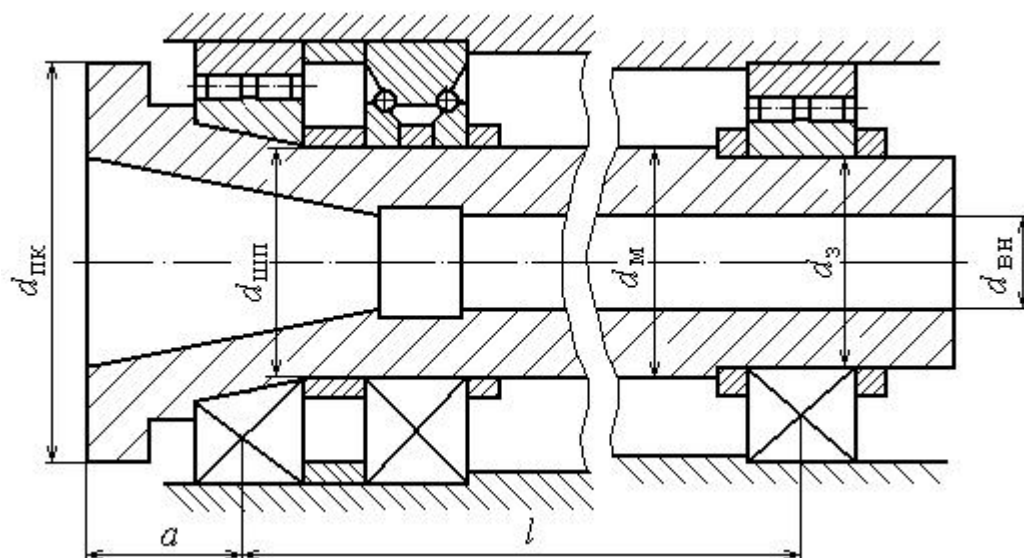


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

Минимальный диаметр шпинделя (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_{\text{шп min}} ,$$

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 100 = (90 \dots 100) \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{\text{м min}} = 100 \text{ мм}$.

Минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{шп min}} ,$$

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 100 = (80 \dots 90) \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{\text{з min}} = 90 \text{ мм}$.

5.4 Межцентровые расстояния между валами

Межцентровые расстояния между валами определяем по формуле (см. рисунок 6) [1, с. 86]:

$$A_i = \frac{\sum z_i \cdot m_i}{2},$$

где $\sum z_i$ – сумма зубьев в i -й передаче;

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

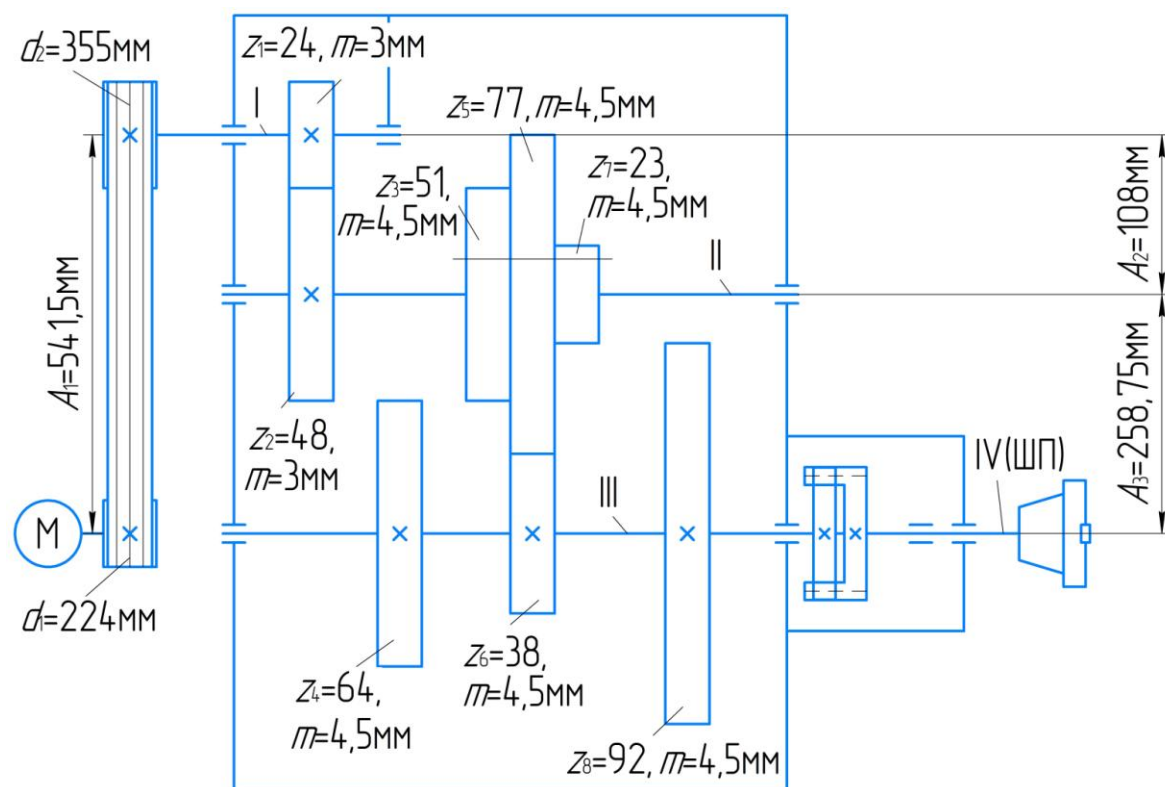


Рисунок 6 – Схема кинематическая привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Тогда, $A_1 = 541,5 \text{ мм}$ (было определено выше).

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(24 + 48) = 108 \text{ мм}.$$

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$

$$A_3 = \frac{4,5}{2}(51 + 64) = \frac{4,5}{2}(77 + 38) = \frac{4,5}{2}(23 + 92) = 258,75 \text{ мм}.$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m \cdot z ,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m ,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

$$d_f = d - 2,5m ,$$

– ширина венца колес [4]:

$$b = (8 \dots 10) m .$$

Тогда,

$$z_1 = 24 , m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 24 = 72 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3 = (24 \dots 30) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_2 = 48 , m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 144 + 2 \cdot 3 = 150 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 144 - 2,5 \cdot 3 = 136,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3 = (24 \dots 30) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_3 = 51 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 51 = 229,5 \text{ мм} ,$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_a = 229,5 + 2 \cdot 4,5 = 238,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 229,5 - 2,5 \cdot 4 = 218,25 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_4 = 64 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 64 = 288 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 288 + 2 \cdot 4,5 = 297 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 288 - 2,5 \cdot 4,5 = 276,75 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_5 = 77 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 77 = 346,5 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 346,5 + 2 \cdot 4,5 = 355,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 346,5 - 2,5 \cdot 4,5 = 335,25 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_6 = 38 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 38 = 171 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 171 + 2 \cdot 4,5 = 180 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 171 - 2,5 \cdot 4,5 = 159,75 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_7 = 23 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 23 = 103,5 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 103,5 + 2 \cdot 4,5 = 112,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 103,5 - 2,5 \cdot 4,5 = 92,25 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_8 = 92 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 92 = 414 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 414 + 2 \cdot 4,5 = 423 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 414 - 2,5 \cdot 4,5 = 402,75 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 7) [1, с. 89–90, т. 20]:

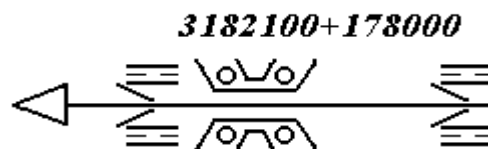


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6 Расчет валов на прочность

6.1 Расчет на прочность вала I

Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей представлена на рисунке 8.

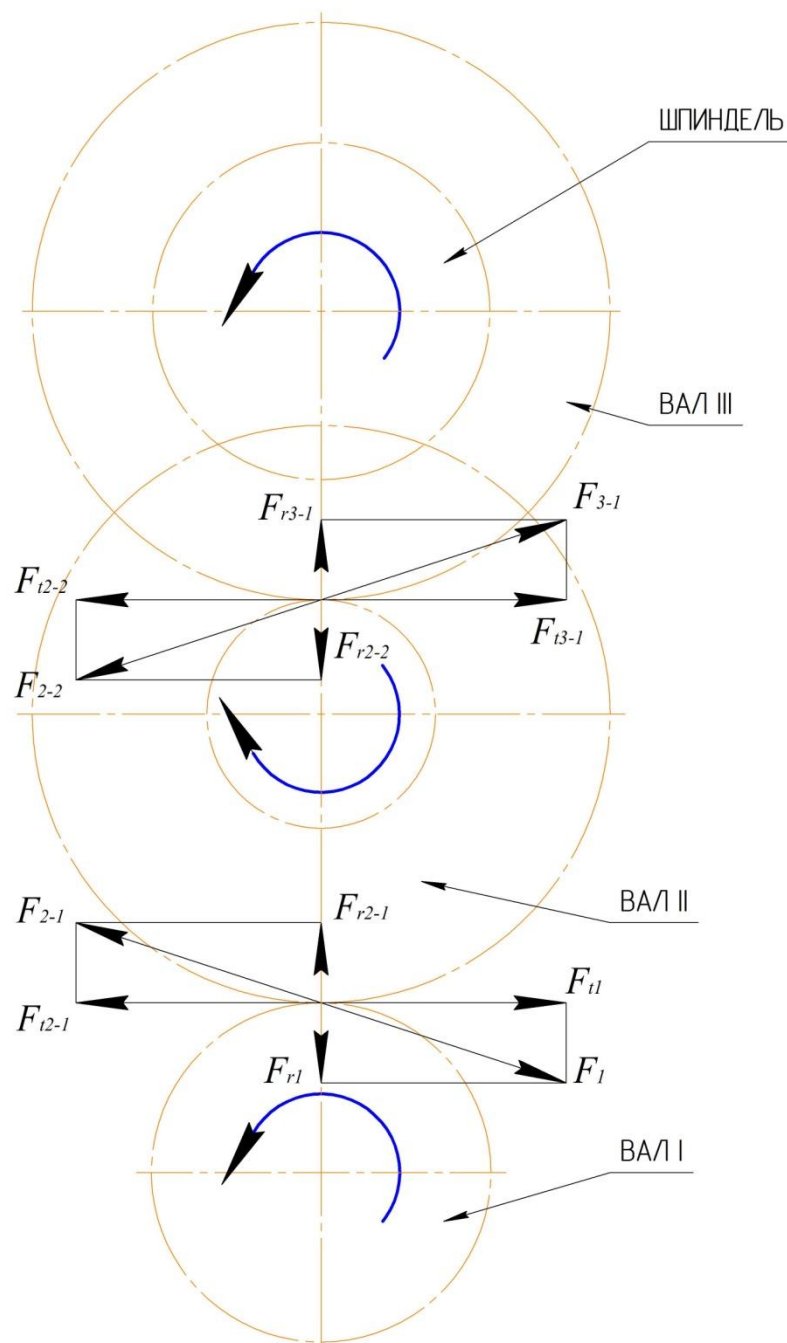


Рисунок 8 – Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей

Силовой расчет заключается в определении минимально допустимого диаметра вала, а также вычислении угла наклона упругой линии и максимального прогиба.

Вычисленные значения сравниваются с допустимыми величинами на основании чего делаем вывод о правильности или неверности выполненных ранее геометрических построений.

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу $M_1 = 189,79 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу I и находящийся в зацеплении $d_1 = 72 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 78,5 \text{ мм}$; $b = 46,5 \text{ мм}$; $c = 49,5 \text{ мм}$.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 9 – схема вала I силами зацепления действующими на вал I и вал II.

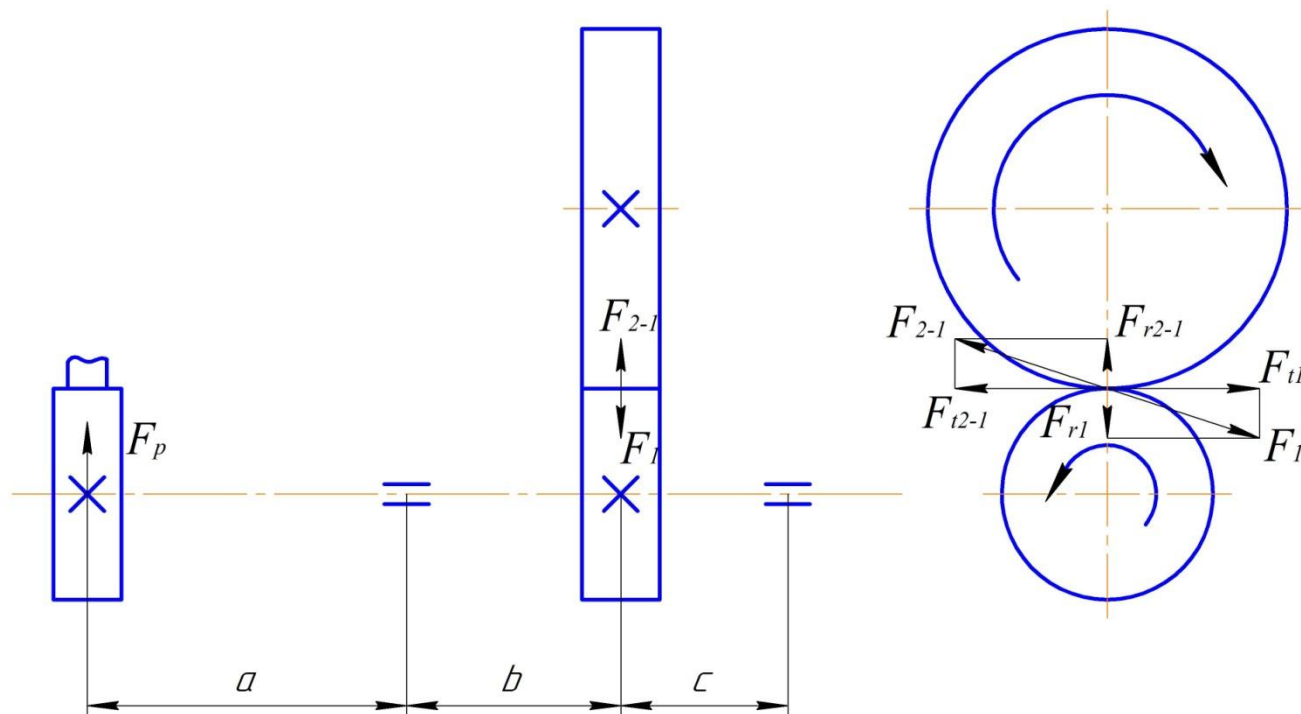


Рисунок 9 – схема вала I с силами зацепления действующими на вал I и вал II

Для зубчатого зацепления между валом I и валом II:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_1}{d_1} = F_{t2-1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{d_{2-1}}$$

где F_{t2-1} – окружная сила в первом зацеплении у вала II;

M_2 – крутящий момент на валу II;

d_{2-1} – делительный диаметр для зубчатого колеса в первом зацеплении у вала II

откуда,

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 189,79}{72} = 5271,944 \text{ Н.}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r1} = F_{r2-1} = \frac{F_{t1} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где F_{r2-1} – радиальная сила в первом зацеплении у вала II;

$\cos \beta$ – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые, то $\beta = 0$.

Поэтому,

$$F_{r1} = F_{r2-1} = F_{t1} \tan 20^\circ = 5491,666 \cdot 0,364 = 1918,988 \text{ Н}$$

Силу F_p , действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяем по зависимости [3, с.120, ф. 6.5]:

$$F_p = \frac{F_{tp} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0,95 F_{tp}}{\psi},$$

где F_{tp} – окружная сила на шкиве, Н;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{tp} = \frac{2000 M_1}{d_{1шк}} = \frac{2000 \cdot 189,79}{216,5} = 1753,256 \text{ Н,}$$

$$F_p = \frac{0,95 F_{tp1}}{\psi} = \frac{0,95 \cdot 1753,256}{0,7} = 2379,419 \text{ Н.}$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 10).

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

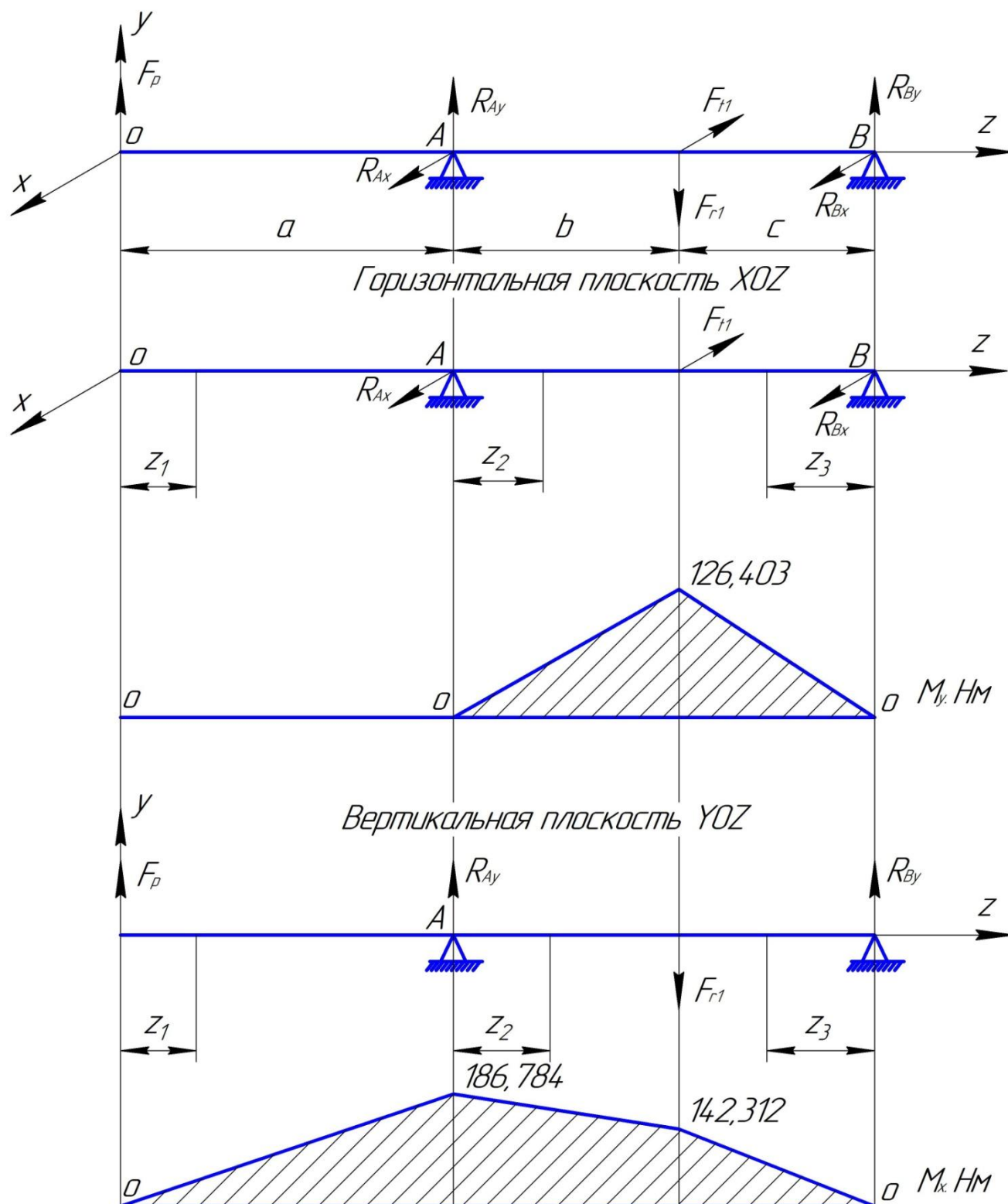


Рисунок 10 – Расчетная схема вала I

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 10):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{t1} \cdot b + R_{Bx} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot b}{b+c} = \frac{5271,944 \cdot 46,5}{46,5+49,5} = 2553,598 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{t1} \cdot c - R_{Ax} \cdot (b+c) = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot c}{b+c} = \frac{5271,944 \cdot 49,5}{46,5+49,5} = 2718,346 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum Y = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} = 2718,346 - 5271,944 + 2553,598 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 10):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_p \cdot a + R_{By} \cdot (b+c) - F_{r1} \cdot b = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_p \cdot a + F_{r1} \cdot b}{b+c} = \frac{2379,419 \cdot 78,5 + 1918,988 \cdot 46,5}{46,5+49,5} = 2875,181 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ay} \cdot (b+c) + F_{r1} \cdot c - F_p \cdot (a+b+c) = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot c - F_p \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{1918,988 \cdot 49,5 - 2379,419 \cdot (78,5+46,5+49,5)}{46,5+49,5} = -3335,612 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum X = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} + F_p = -3335,612 - 1918,988 + 2875,181 + 2379,419 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 10):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_x = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_x = 0$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_x = R_{Ax} z_2$$

при $z_2 = 0$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_x = 0$$

при $z_2 = b$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot b = 2718,346 \cdot 46,5 = 126403,089 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$. (с права на лево)

$$M_x = R_{Bx} \cdot z_3$$

При $z_3 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = 2553,598 \cdot 49,5 = 126403,101 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 10):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_y = F_p \cdot z_1 = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_y = F_p \cdot a = 2379,419 \cdot 78,5 = 186784,392 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_y = F_p \cdot (a+z_2) - R_{Ay} z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_y = F_p \cdot a = 2379,419 \cdot 78,5 = 186784,392 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

$$M_y = F_p \cdot (a+b) - R_{Ay} \cdot b = 2379,419 \cdot (78,5 + 46,5) - 3335,612 \cdot 46,5 = 142312,417 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$. (с права на лево)

$$M_y = R_{By} \cdot z_3$$

При $z_3 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_3 = c$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_y = R_{By} \cdot c = 2875,181 \cdot 49,5 = 142312,46 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под второй зубчатой передачей:

$$M_B = \sqrt{(M_B^x)^2 + (M_B^y)^2} = \sqrt{(126403,101)^2 + (142312,46)^2} = 190343,322$$

Н·мм

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, $[\sigma]=320\text{МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба. Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5M_{кр}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м;

$[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{190,343^2 + 0,5 \cdot 189,79^2}}{320} \cdot 10^3 = 727,8 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 727,8}{3,14}} = 19,502 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.2 Расчет на прочность вала II

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу II $M_2 = 364,51 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу II и находящийся во втором зацеплении $d_{2-2} = 103,5 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 47 \text{ мм}$; $b = 458,5 \text{ мм}$; $c = 50 \text{ мм}$.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 11 – схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III.

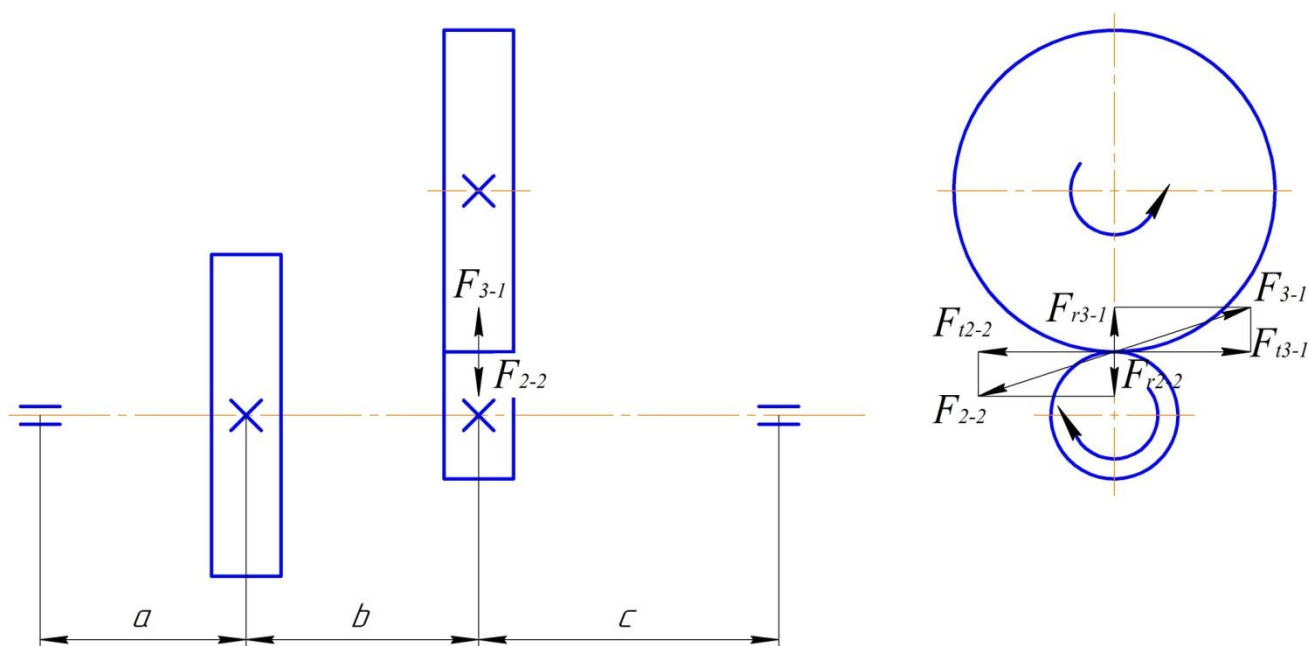


Рисунок 11 – схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III.

Для зубчатого зацепления между валом I и валом II:

- окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t2-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{d_{2-2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_3}{d_3},$$

где F_{t2-2} – окружная сила во втором зацеплении у вала II;

M_3 – крутящий момент на валу III;

d_3 – делительный диаметр для зубчатого колеса в первом зацеплении у вала III.

Следовательно,

$$F_{t2-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 364,51}{103,5} = 7043,671 \text{ Н.}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r2-2} = F_{r3-1} = \frac{F_{t2-2} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где F_{r3} – радиальная сила в первом зацеплении у вала III;

$\cos \beta$ – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые, то $\beta = 0$.

Поэтому,

$$F_{r2-2} = F_{r3-1} = F_{t2-2} \tan 20^\circ = 7043,671 \cdot 0,364 = 2563,896 \text{ Н.}$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 11).

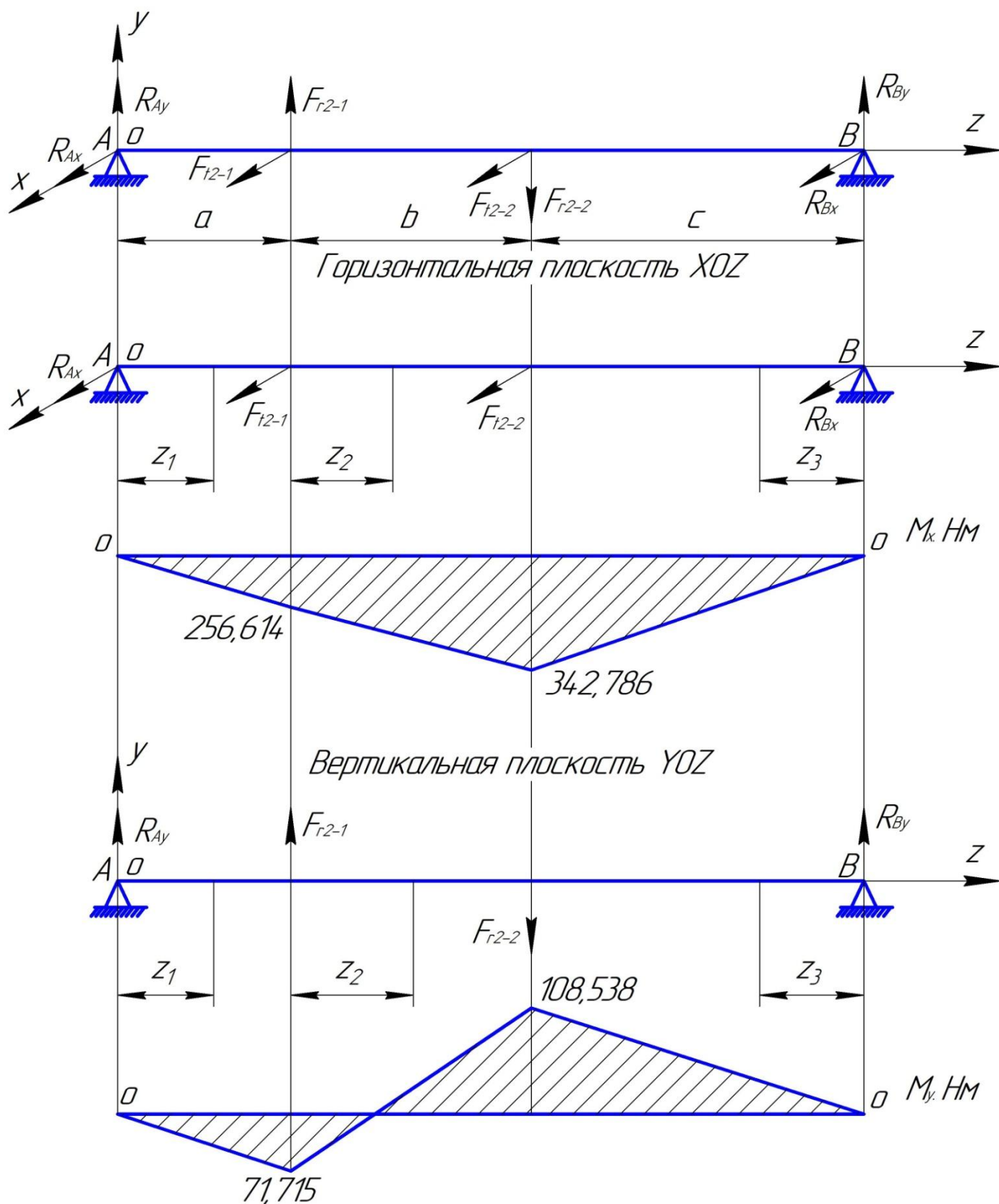


Рисунок 11 – Расчетная схема вала II

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 11):

$$\sum M_A = 0; \quad F_{t2-1} \cdot a + F_{r2-2} \cdot (a+b) + R_{Bx} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t2-1} \cdot a - F_{t2-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-5271,944 \cdot 47 - 7043,671 \cdot (47+458,5)}{47+458,5+50} = -6855,728 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot (a+b+c) - F_{t2-1} \cdot (b+c) - F_{t2-2} \cdot c = 0$$

$$R_{Ax} = -\frac{F_{t2-1} \cdot (b+c) + F_{t2-2} \cdot c}{a+b+c} = -\frac{5271,944 \cdot (458,5+50) + 7043,671 \cdot 50}{47+458,5+50} =$$

$$= -5459,886 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ax} + F_{t2-2} + F_{t2-1} + R_{Bx} = -5459,886 + 7043,671 + 5271,944 - 6855,728 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 11):

$$\sum M_A = 0; \quad F_{r2-1} \cdot a - F_{r2-2} \cdot (a+b) + R_{By} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{-F_{r2-1} \cdot a + F_{r2-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-1918,988 \cdot 47 + 2563,896 \cdot (47+458,5)}{47+458,5+50} = 2170,76 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ay} \cdot (a+b+c) - F_{r2-1} \cdot (b+c) + F_{r2-2} \cdot c = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{r2-1} \cdot (b+c) + F_{r2-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{-1918,988 \cdot (458,5+50) + 2563,896 \cdot 50}{47+458,5+50} =$$

$$= -1525,852 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ay} + F_{r2-1} - F_{r2-2} + R_{By} = -1525,852 + 1918,988 - 2563,896 + 2170,76 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 11):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot z_1 = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -5459,886 \cdot 47 = -256614,642 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) + F_{t2-1} \cdot z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -5459,886 \cdot 47 = -256614,642 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

$$\begin{aligned} M_x &= R_{Ax} \cdot (a+b) + F_{t2-1} \cdot b = -5459,886 \cdot (47+458,5) + 5271,944 \cdot 458,5 = \\ &= -342786,049 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$. (с права на лево)

$$M_x = R_{Bx} \cdot z_3$$

При $z_3 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = -6855,728 \cdot 50 = -342786,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 11):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot z_1 = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -1525,852 \cdot 47 = -71715,044 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) + F_{r2-1} z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -1525,852 \cdot 47 = -71715,044 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r2-1} \cdot b = -1525,852 \cdot (47+458,5) + 1918,988 \cdot 458,5 = 108537,812 \cdot \text{мм}$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$. (с права на лево)

$$M_y = R_{By} \cdot z_3$$

При $z_3 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_y = R_{By} \cdot c = 2170,76 \cdot 50 = 108538 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под вторым зубчатым зацеплением:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} = \sqrt{(-342786,4)^2 + (108538)^2} = 359559,471 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, $[\sigma] = 320 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба. Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5M_{кр}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м;

$[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{359,559^2 + 0,5 \cdot 364,51^2}}{320} \cdot 10^3 = 1382,495 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1382,495}{3,14}} = 24,152 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.3 Расчет на прочность вала III

Исходные данные для расчета вала III:

- крутящий момент на валу III $M_3 = 1380,51 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения $a = 507,5 \text{ мм}$; $b = 52 \text{ мм}$; $c = 52 \text{ мм}$.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 12 – схема с силами действующими на вал III и шпиндель.

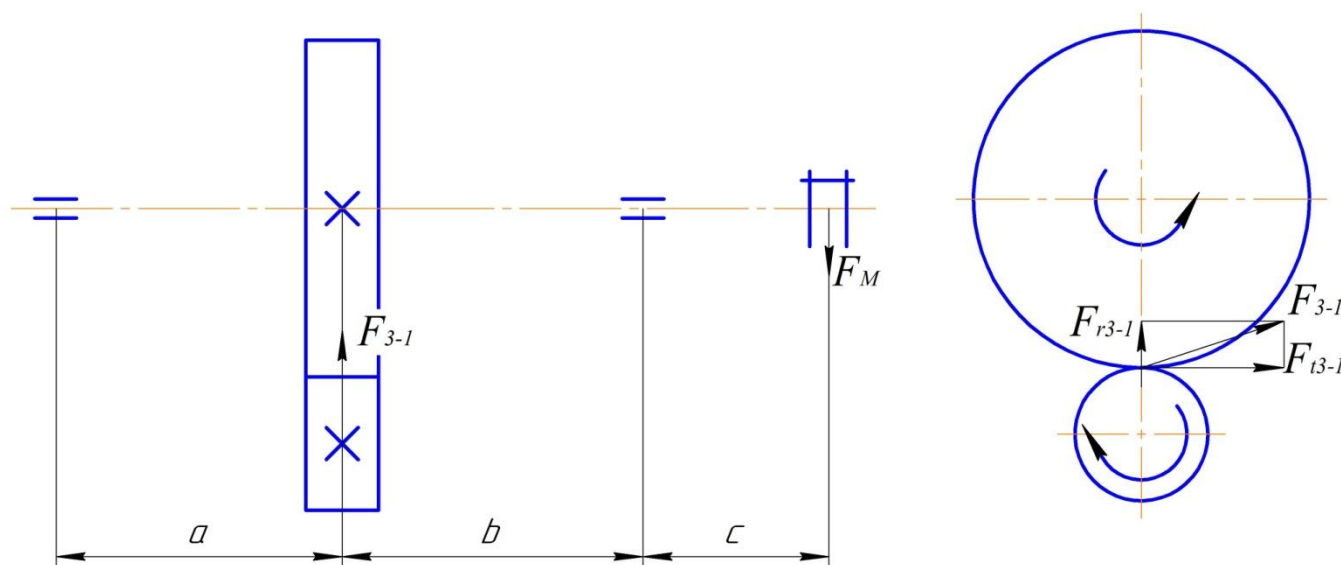


Рисунок 12 – схема с силами действующими на вал III и шпиндель.

Силу F_M , действующую на вал от муфты, приближенно определяем по зависимости [3, с.116, ф. 6.2]:

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{M_3},$$

Следовательно,

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{1380,51} = 1857,761 \text{ Н},$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 13).

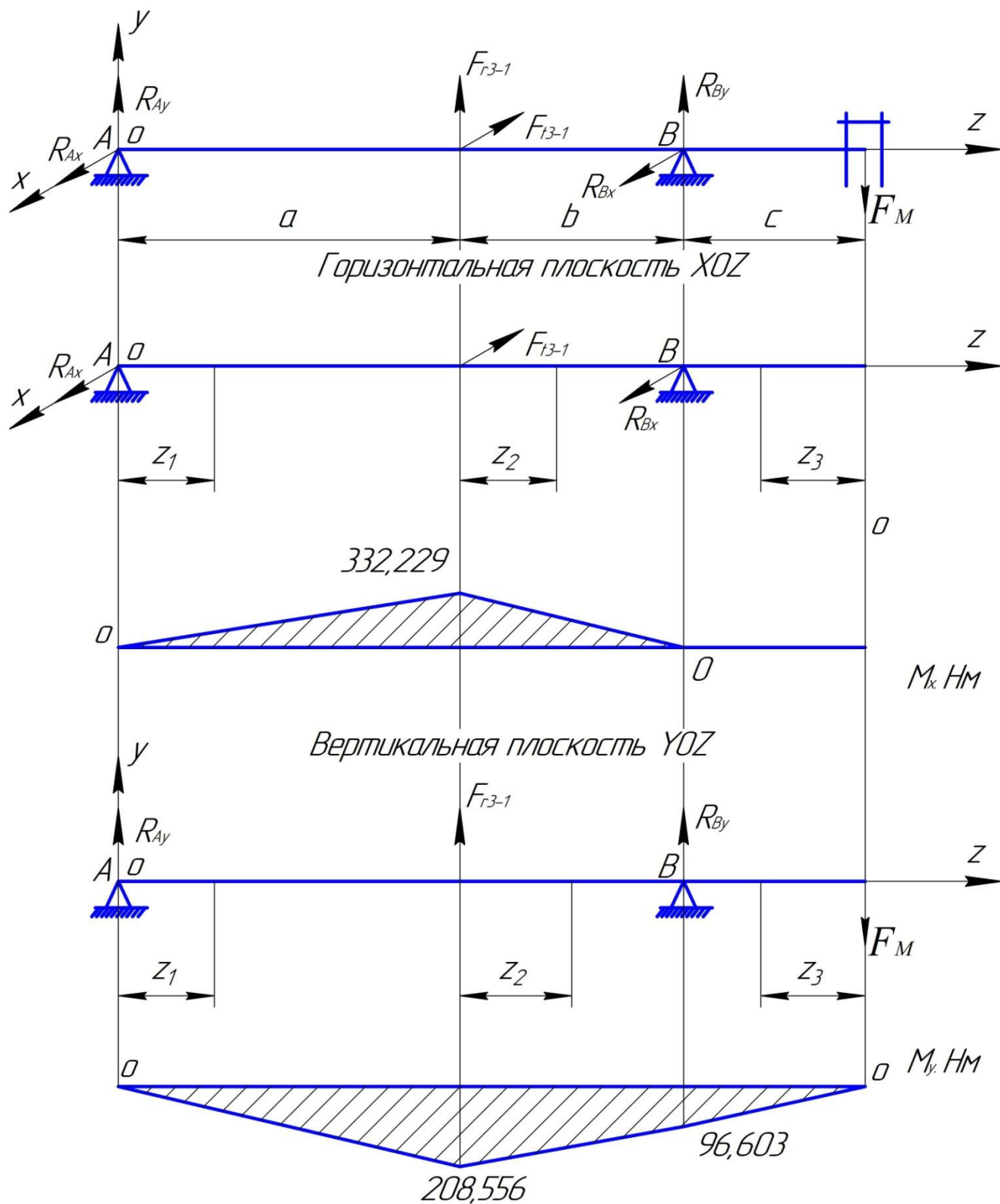


Рисунок 13 – Расчетная схема вала III

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 13):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{t3-1} \cdot a + R_{Bx} \cdot (a+b) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t3-1} \cdot a}{a+b} = \frac{7043,671 \cdot 507,5}{507,5+52} = 6389,031 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{t3-1} \cdot b - R_{Ax} \cdot (a+b) = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t3-1} \cdot b}{a+b} = \frac{7043,671 \cdot 52}{507,5+52} = 654,64 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ax} - F_{t3-1} + R_{Bx} = 654,64 - 7043,671 + 6389,031 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 13):

$$\sum M_A = 0; \quad F_{r3-1} \cdot a + R_{By} \cdot (a+b) - F_M \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{-F_{r3-1} \cdot a + F_M \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{-2563,896 \cdot 507,5 + 1857,761 \cdot (507,5+52+52)}{507,5+52} = -295,186 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{r3-1} \cdot b - F_M \cdot c = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{r3-1} \cdot b - F_M \cdot c}{a+b} = \frac{-2563,896 \cdot 52 - 1857,761 \cdot 52}{507,5+52} = -410,949 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ay} + F_{r3-1} - F_M + R_{By} = -410,949 + 2563,896 - 1857,761 - 295,186 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 13):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot z_1 = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_1 = a$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 654,64 \cdot 507,5 = 332229,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) - F_{t3-1} \cdot z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 654,64 \cdot 507,5 = 332229,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) - F_{t3-1} \cdot b = 654,64 \cdot (507,5+52) - 7043,671 \cdot 52 = \\ = 0,188 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$. (с права на лево)

$$M_x = 0 \cdot z_3$$

При $z_3 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_x = 0 \cdot z_3$$

$$M_x = 0$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 13):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot z_1 = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -410,949 \cdot 507,5 = -208556,618 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) + F_{r3-1} z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -410,949 \cdot 507,5 = -208556,618 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r3-1} \cdot b = -410,949 \cdot (507,5+52) + 2563,896 \cdot 52 = -96603,373 \cdot \text{мм}$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$. (с права на лево)

$$M_y = -F_M \cdot z_3$$

При $z_3 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_y = -F_M \cdot c = -1857,761 \cdot 52 = -96603,572 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под первой опорой (подшипником) A:

$$M_A = \sqrt{(M_A^x)^2 + (M_A^y)^2} = \sqrt{(332229,8)^2 + (-208556,618)^2} = 392265,858$$

Н·мм

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, $[\sigma] = 320 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба. Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5M_{кр}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м;

$[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{392,266^2 + 0,5 \cdot 1380,51^2}}{320} \cdot 10^3 = 3287,608 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3287,608}{3,14}} = 32,238 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7 Расчет шпиндельного узла

7.1 Упругое перемещение конца шпинделя

Шпиндельный узел состоит из шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор. На рисунке 14 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

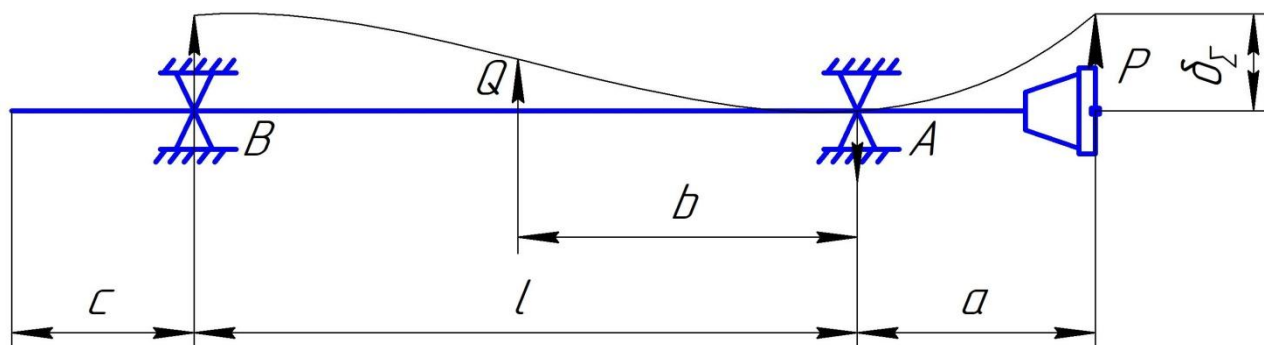


Рисунок 14 – Расчетная схема упругих перемещений шпиндельного узла.

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40X с поверхностной закалкой до HRC 48...56.

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления [2, с. 36]:

$$\sigma_{\Sigma} = P \left(\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2(1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2(1-\xi) + j_B [l+a(1-\xi)]^2}{j_A j_B l^2} \right) + Q(1-\xi) \left[\frac{j_B(l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right],$$

где $E = 2,14 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала шпинделя для стали 40X;

ξ – коэффициент защемления, для данной схемы принимается равным 0,1...0,2, возьмем $\xi = 0,45$;

J_1 – осевой момент инерции сечения консоли шпинделя;

J_2 – осевой момент инерции сечения межопорного участка шпинделя;

j_A – радиальная жесткость опоры А, Н/мм;

j_B – радиальная жесткость опоры В, Н/мм;

$b = 206$ мм – расстояние от приводного элемента до передней опоры;

$a = 126$ мм – длина консоли;

$l = 116$ мм – длина межопорного участка шпинделя;

Величины P и Q принимают как составляющие сил, приведенные к одной плоскости. Знак «плюс» перед Q принимается, если P и Q направлены в одну сторону, и «минус», если они направлены противоположно.

Определяем составляющую силы резания P_Z :

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot P_{\text{эф}}}{V_P},$$

где $P_{\text{эф}} = 10$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

V_P – расчетная скорость резания, м/мин :

$$V_P = \frac{\pi \cdot D \cdot n_p}{1000},$$

где $n_p = 90 \text{ мин}^{-1}$ – расчетная частота вращения заготовки;

D_{min} – диаметр фрезы, принимаем $D_{\text{min}} = 50$ мм.

Тогда,

$$V_P = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 90}{1000} = 14,13 \text{ м/мин},$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 10}{14,13} = 42462,845 \text{ Н},$$

так как другие составляющие силы резания малы примем $P_Z = P$.

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4),$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4),$$

где d – внешний диаметр;

d_1 – внутренний диаметр,

тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (85^4 - 22^4) = 2,549 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (71^4 - 0^4) = 1,247 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Силу Q , действующую на шпиндель от муфты, приближенно определяем по зависимости [3, с.116, ф. 6.2]:

$$Q = 50 \cdot \sqrt{M_{\text{шп}}},$$

$$Q = 50 \cdot \sqrt{1325,33} = 1820,254 \text{ Н},$$

Радиальная жесткость подшипниковой опоры В с подшипником типа 3182100 рассчитывается как [2, с.43]:

$$j_B = 46,5 \cdot d^{0,922},$$

где $b = 70$ мм– диаметр внутреннего кольца подшипника,

тогда,

$$j_B = 46,5 \cdot 70^{0,922} = 2336,863 \text{ Н/мм}.$$

Радиальная жесткость подшипниковой опоры А с подшипником типа 3182100 рассчитывается как [2, с.43]:

$$j_A = 46,5 \cdot d^{0,922},$$

где $b = 92$ мм– диаметр внутреннего кольца подшипника,

тогда,

$$j_A = 46,5 \cdot 92^{0,922} = 3006,528 \text{ Н/мм}$$

Тогда,

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma} &= 42462,845 \\ &= \left(\frac{126^3}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 2,549 \cdot 10^6} + \frac{116 \cdot 126^2 (1-0,45)}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 1,247 \cdot 10^6} + \right. \\ &\quad \left. \frac{3006,528 \cdot 126^2 (1-0,45) + 2336,863 [116 + 126 (1-0,45)]^2}{3006,528 \cdot 2336,863 \cdot 116^2} \right) \\ &\quad + 1820,254 (1 - 0,45) \left[\frac{2336,863 (116 + 126) (116 - 206) - 3006,528}{3006,528 \cdot 2336,863 \cdot 116^2} - \right. \\ &\quad \left. \frac{126}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 1,247 \cdot 10^6 \cdot 116} (206^3 + 2 \cdot 116^2 \cdot 206 - 3 \cdot 116 \cdot 206^2) \right] \Big) = 42462,845 \\ &= (1,559 \cdot 10^{-7} + 2,566 \cdot 10^{-7} + 6,379 \cdot 10^{-4}) + 1001,139 [-5,213 \cdot 10^{-4} - 5,778 \cdot 10^{-8}] \\ &= 0,753 - 0,578 = 0,175 \text{ мм} = 175 \text{ мкм} \end{aligned}$$

Жесткость шпиндельного узла будет равна:

$$j_{\text{шп}} = \frac{P}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{42462,845}{175} = 242,645 \text{ Н/мкм}.$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7.2 Уточненный расчет опор шпинделя

Определив жесткость опор, учитывая межопорное расстояние l , проверяем зависимость между максимальной жесткостью $j_{\max}$, Н/мм, и расстоянием между опорами l , мм, [2, с.44]:

$$j_{\max} = \frac{j_A}{1 + \lambda + \lambda \cdot (3 + 2 \cdot \chi \cdot \lambda) \cdot (1 + \lambda + \lambda \cdot \frac{j_A}{j_B})},$$

$$\lambda = \frac{a}{l},$$

$$\chi = \frac{J_2}{J_1},$$

следовательно,

$$\chi = \frac{2,551 \cdot 10^6}{4,825 \cdot 10^6} = 0,529,$$

$$\lambda = \frac{126}{116} = 1,086,$$

$$j_{\max} =$$

$$= \frac{3006,528}{1 + 1,086 + 1,086 \cdot (3 + 2 \cdot 0,529 \cdot 1,086) \cdot (1 + 1,086 + 1,086 \cdot \frac{3006,528}{2336,863})}$$
$$= 169,096 \text{ Н/мм}$$

Проверяем условие жесткости для токарных и фрезерных станков [2, с.44]:

$$j_{\min} \geq 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{j_A}{1 + \lambda},$$

$$250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{3006,528}{1 + 1,086} = 3603,331 > 3006,528 \text{ Н/мм, условие не}$$

выполняется, жесткость подшипниковых опор недостаточна.

8 Расчет соединений вал-ступица

8.1 Расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия (рисунок 15). Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ.

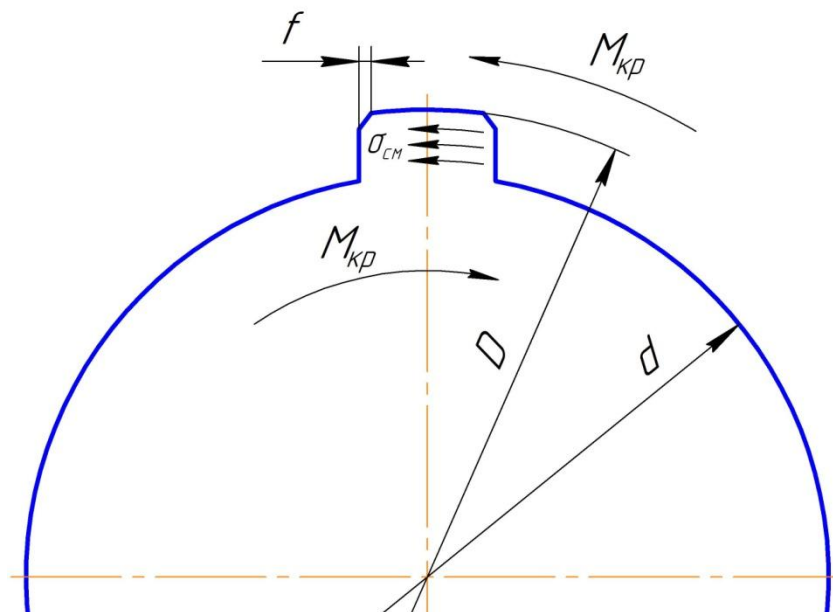


Рисунок 15 – Расчетная схема шлицевого соединения

Исходные данные для вала II:

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_2}{K_z z \square d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}]$$

где $M_2 = 364,51 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу II;

$K_z = 0,7...0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев, принимаем равным 0,75;

$z = 8$ – число зубьев;

$\square = 0,5(D - d) - 2f$ – рабочая высота зубьев, мм,

где $D = 60 \text{ мм}$ – наружный диаметр;

$d = 52$ мм – внутренний диаметр;

$f = 0,5$ – фаска на вершине шлица;

$d_{cp} = 0,5(D + d)$ – средний диаметр соединения, мм;

$l = 30$ мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

$$\square = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (60 - 52) - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм},$$

$$d_{cp} = 0,5(60 + 52) = 56 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 364,51}{0,75 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 56 \cdot 30} = 24,107 \geq [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \quad - \text{, для неподвижных}$$

соединений, условие не выполняется.

Принимаем шлицевое соединение тяжелой серии:

где $D = 60$ мм;

$d = 52$ мм;

$f = 0,5$;

$z = 16$,

тогда,

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 364,51}{0,75 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 56 \cdot 30} = 12,054 \leq [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \quad - \text{, для неподвижных}$$

соединений, условие выполняется.

Исходные данные для вал III :

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot M_3}{K_3 z \square d_{cp} l} \leq [\sigma_{cm}]$$

где $M_3 = 1380,51$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу III;

$K_3 = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев, принимаем равным 0,75;

$z = 10$ – число зубьев;

$\square = 0,5(D - d) - 2f$ – рабочая высота зубьев, мм,

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $D = 82$ мм – наружный диаметр;

$d = 72$ мм – внутренний диаметр;

$f = 0,5$ – фаска на вершине шлица;

$d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$ – средний диаметр соединения, мм;

$l = 45$ мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

$$\square = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (82 - 72) - 2 \cdot 0,5 = 4 \text{ мм},$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(82 + 72) = 77 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 1380,51}{0,75 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 77 \cdot 45} = 19,526 > [\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \quad - \text{, для неподвижных}$$

соединений, условие не выполняется.

8.2 Расчет шпоночных соединений

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$, а в продольном сечении – напряжения среза τ (рисунок 16).

У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия.

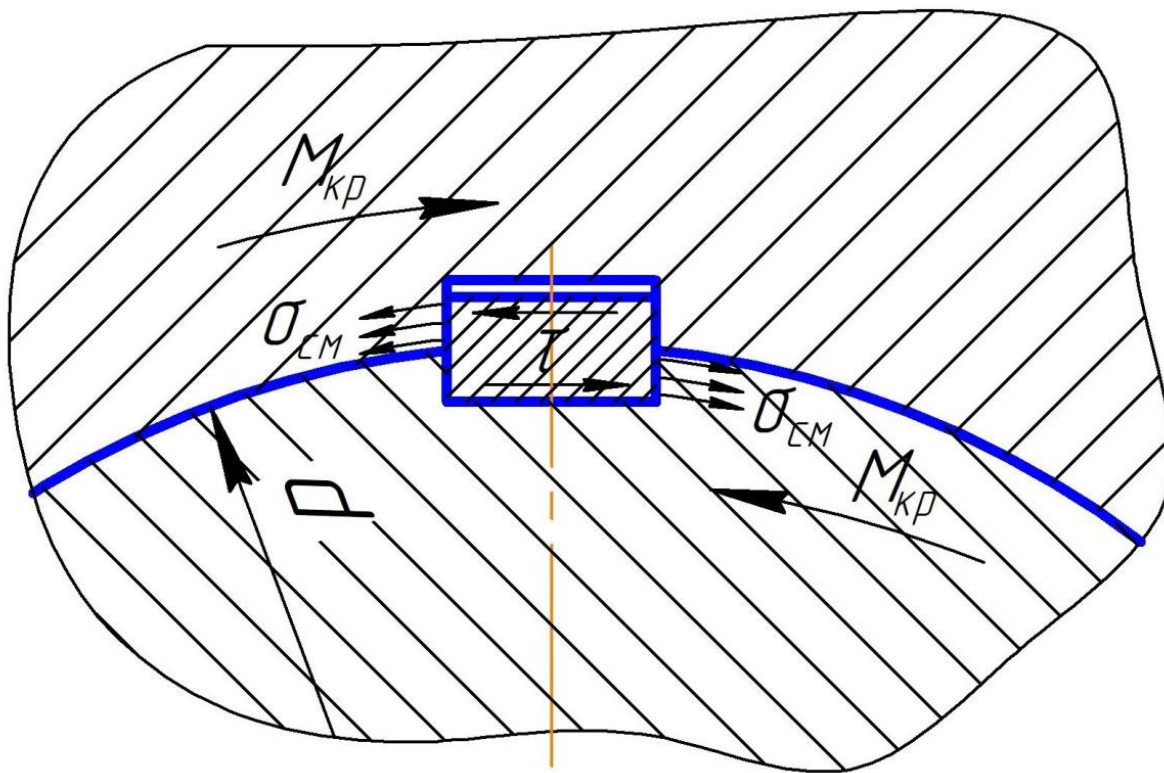


Рисунок 16 – Расчетная схема шпоночного соединения

Поэтому работоспособность шпонки определяем из условия прочности на смятие [3, с. 150, ф. 8.2], для вала I:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_1}{d l_p (\square - t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где $M_1 = 189,79 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу I;

$d = 40 \text{ мм}$ – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 5 \text{ мм}$ – высота шпонки в валу;

$\square = 8 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$l_p = 36 \text{ мм}$ – длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 189,79}{40 \cdot 36 (8 - 5)} = 87,866 < 110 \dots 200 \text{ Мпа} \text{ — для посадок с натягом,}$$

условие выполняется.

Для вала шпинделя:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot M_{\text{шп}}}{d l_p (\square - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_{\text{шп}} = 1446 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на шпинделе;

$d = 63 \text{ мм}$ – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 7 \text{ мм}$ – высота шпонки в валу;

$\square = 11 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$l_p = 56 \text{ мм}$ – длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 1325,33}{63 \cdot 56 (11 - 7)} = 187,83 \leq 110 \dots 200 \text{ МПа} \text{ — для посадок с натягом,}$$

условие выполняется.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9 Разработка компоновки ГАУ.

В гибкий автоматизированный участок, рассматриваемый в данной работе, входят: транспортная система ТС320 со станцией загрузки-разгрузки и три ГПМ типа «Модуль ИР320ПМФ4» с 4-позиционными накопителями с устройством автоматической смены столов-спутников.

В составе ТС имеется тележка с устройством для автоматической смены столов-спутников. Управление ТС обеспечивается программируемым контроллером. Связь транспортной тележки с системой управления осуществляется через шины, по которым подводится электроэнергия и передаются управляющие сигналы. В корпусе тележки установлена автономная гидростанция.

Конструкция 4-позиционного накопителя с устройством автоматической смены столов-спутников указана в приложенной спецификации.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

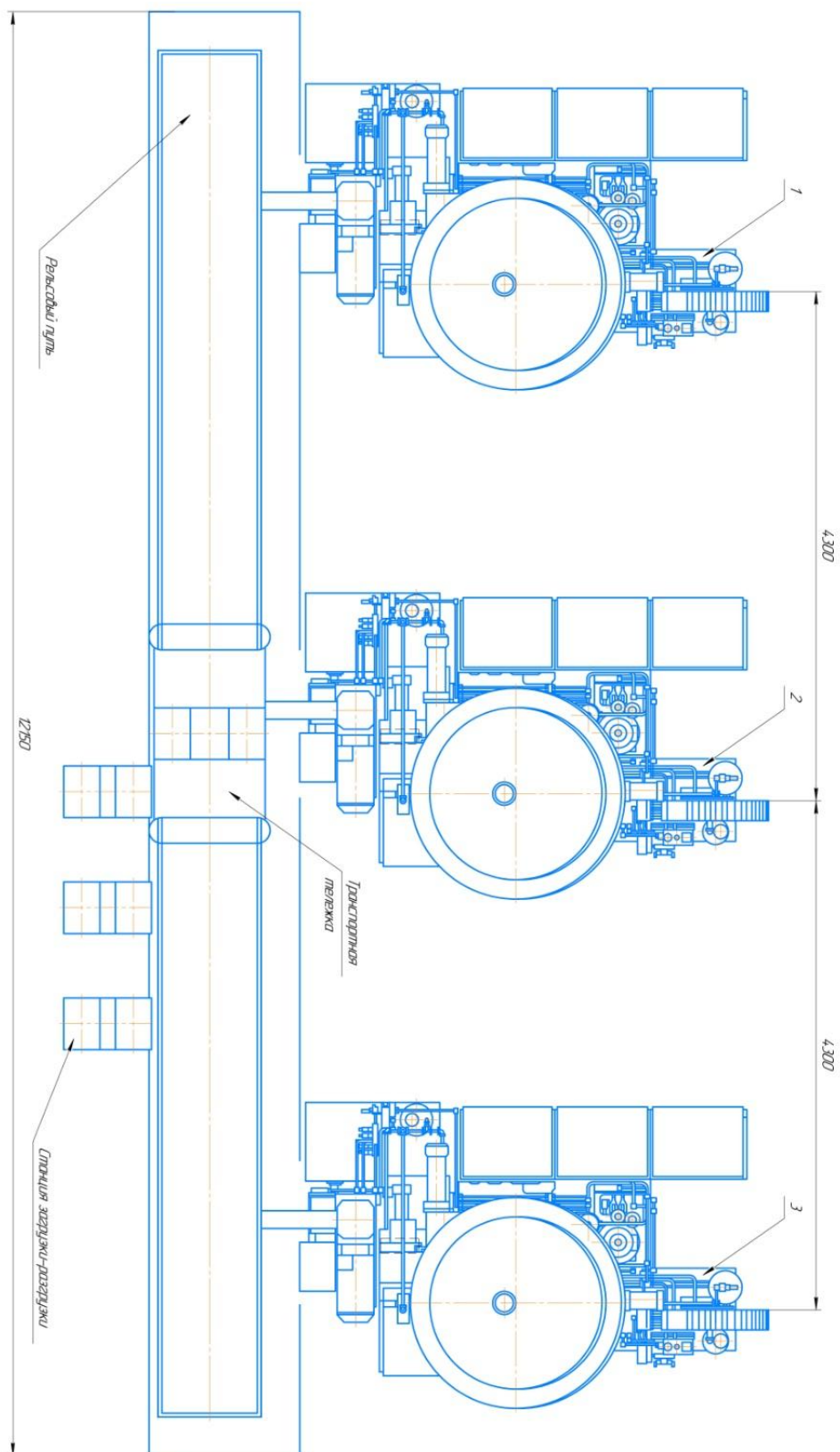


Рисунок 17 - Компоновка станочной системы

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ

Лист

9.1 Анализ ГАУ на основе теории массового обслуживания.

В этом исполнении станочной системы время станка связано только со временем смены заготовки между станком и перегружателем. Доставка деталей к перегружателю осуществляется манипулятором во время рабочего цикла станков. Поскольку доставка деталей к станкам и загрузка-выгрузка осуществляется двумя различными устройствами, общий транспортный манипулятор работает независимо от рабочего процесса на станках.

Время цикла и время обслуживания станков определяют из условия, что заявка на обслуживание носит случайный характер. Поэтому средняя частота или интенсивность поступления заказов на обслуживание в единицу времени определяют по следующей формуле:

$$\lambda = \frac{1}{T_{ц}}$$

где, $T_{ц}$ – время обработки данной детали.

$$T_{ц} = T_{м} + T_{об}$$

Интенсивность обслуживания станков, определяющая среднее число выполняемых в единицу времени заказов на обслуживание:

$$\gamma = \frac{1}{T_{об}}$$

Задачей теоретического анализа структуры ГАУ является выбор варианта с минимальными потерями на обслуживание станков. При этом предполагается, что каждая заявка станка на обслуживание удовлетворяется. В случае, когда манипулятор занят, заявка ставится на очередь и станок ожидает, пока манипулятор не освободится. При наличии нескольких заявок приоритет остается за ранее поданной заявкой.

В станочной системе число заявок на обслуживание может быть равно $K = 0, 1, 2, \dots, m$, где m – общее число станков и других рабочих позиций. Поэтому возможны следующие состояния системы:

$E_0 (K = 0)$ – все станки работают, манипулятор простаивает;

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$E_1 (K = 1)$ – все станки, кроме одного, работают, манипулятор обслуживает станок, от которого поступила заявка на смену заготовок;

$E_2 (K = 2)$ – работают $m - 2$ станка, на одном станке идет смена заготовки, один ожидает обслуживания;

$E_m (K = m)$ – все станки стоят, один станок обслуживается манипулятором, остальные ожидают очереди обслуживания.

Вероятность того, что одно из этих состояний системы к моменту времени t_0 изменится, зависит от следующих факторов:

- 1) находится ли манипулятор в работе к моменту времени t_0 ;
- 2) поступает ли заказ на новое обслуживание;
- 3) какое время требуется для обслуживания.

Задачей анализа станочной системы является определение вероятностей P_K ее нахождения в каждом из возможных состояний $E_1, \dots, E_m$, и численных значений показателей, характеризующих производительность. В качестве так показателей используют:

- 1) Среднее использование манипулятора A_m , %.
- 2) Среднее использование одного станка A_c , %.
- 3) Коэффициент простоя при многостаночном обслуживании K_c , %.

Допустимыми считаются следующие значения этих показателей:

$$A_m \geq 20 \% ; A_c \geq 80 \% ; K_c \leq 2 \% .$$

Исходными данными для расчетов являются: интенсивность заявок на обслуживание λ , число станков и вспомогательных позиций m и интенсивность обслуживания γ .

Расчеты выполняются для конкретной структуры станочной системы. Для расчетов и дальнейшего анализа будем определять отношение средней интенсивности заявок к средней интенсивности обслуживания:

$$\rho_1 = \frac{\lambda}{\gamma_1}$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\rho_2 = \frac{\lambda}{\gamma_2}$$

Вероятность того, что все станки работают, а манипулятор простаивает, рассчитывают по формуле:

$$P_0 = \frac{1}{1 + m \cdot \rho_1 + \sum_{k=2}^m \frac{m!}{(m-k)!} \cdot \rho_2^k}$$

где $K=0, 1, 2 \dots m$ – число заявок на обслуживание;

m – общее число станков.

По циклограмме на рис. 3 в момент времени t_1 все станки работают, а все три перегружателя дали заявку на доставку новых заготовок. Потери времени, связанные с многостаночным обслуживанием, проявляются только тогда, когда станок закончил цикл обработки, а в перегружателе отсутствует следующая на обработку деталь (момент времени t_2). Это состояние наступает, если время цикла обработки меньше суммарного времени обслуживания всех заказов. Поэтому, для исключения простоев станков, должно соблюдаться условие

$$M \cdot \bar{T}_{об} < \bar{T}_у$$

Где M – среднее число заявок в системе на подачу заготовок.

$$M = \sum_{k=1}^m k \cdot P_k$$

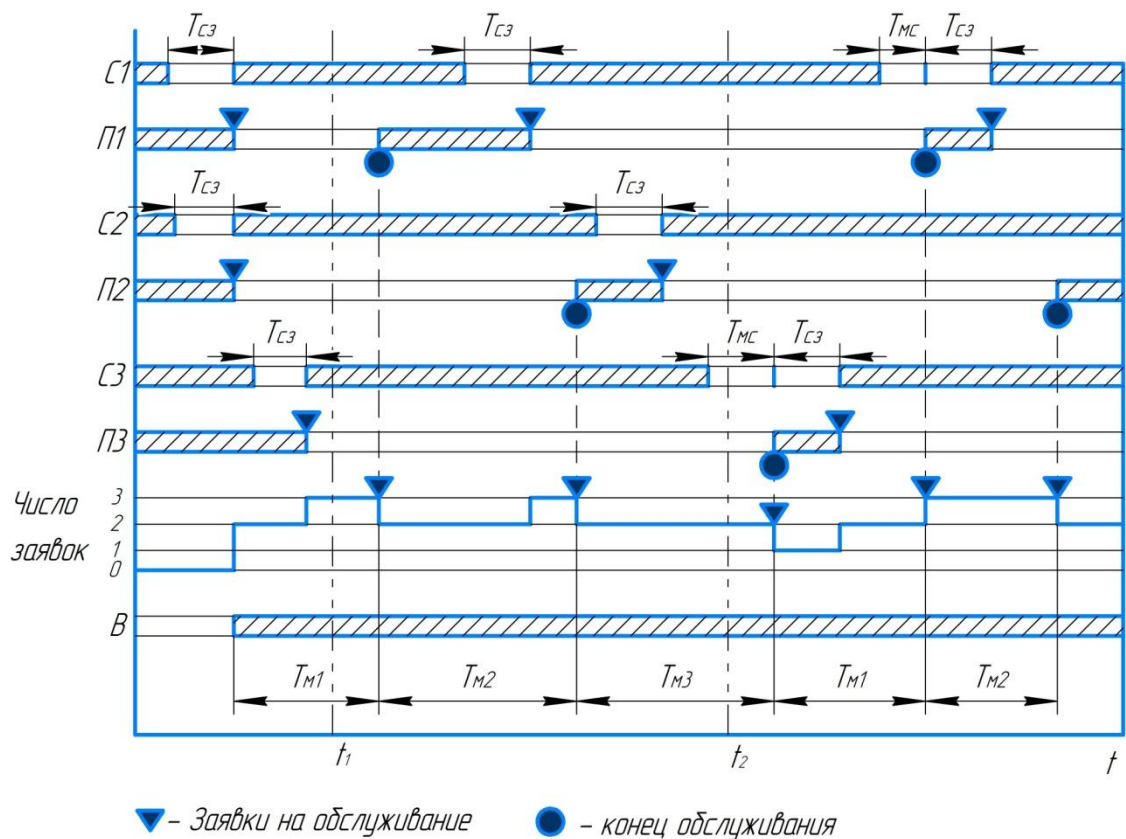


Рисунок 18. Циклограмма для станочной системы с накопителя у станков: С1-С3 – станки; П1-П3 – перегружатели, В – манипулятор.

Из этого вытекает следующее условие отсутствия простоев при многостаночном обслуживании:

$$\frac{\lambda}{\gamma} \cdot \sum_{k=1}^m k \cdot P_k < 1$$

Среднее использование манипулятора в данных системах:

$$A_m = (m - M) \cdot \rho_2$$

Поскольку при выполнении условия нет простоев из-за многостаночного обслуживания, k_c не определяется, а использование станков связано только с потерями времени на смену деталей перегружателя на станок

$$\bar{A}_C = \frac{T_{Ц}}{T_{Ц} + T_{СК}}$$

Для анализа станочной системы с перегружателями зададимся несколькими средними значениями машинного времени $T_{Ц}=2, 5, 10, 15, 30$ мин и рассчитаем основные показатели, характеризующие производительность ГАУ.

$$m=3$$

$$T_{об}=0,6 \text{ мин}$$

$$T_{сз}=1,2 \text{ мин}$$

$$\gamma_1 = \frac{1}{T_{об}} = \frac{1}{0,6} = 1,6$$

$$\gamma_2 = \frac{1}{T_{сз}} = \frac{1}{1,2} = 0,83$$

$$\lambda = \frac{1}{T_{ц}}$$

$$\text{Для } T_{ц} = 2 \text{ мин:}$$

$$\lambda = 0,5$$

$$\rho_1 = \frac{0,5}{1,6} = 0,3125$$

$$\rho_2 = \frac{0,5}{0,83} = 0,6$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,3125 + \frac{3!}{(3-2)!} \cdot (0,6)^2 + \frac{3!}{(3-3)!} \cdot (0,6)^3} = 0,185$$

$$P_1 = \left(\frac{3!}{(3-1)!} \right) \cdot (0,6)^1 \cdot 0,185 = 0,333$$

$$P_2 = \left(\frac{3!}{(3-2)!} \right) \cdot (0,6)^2 \cdot 0,185 = 0,4$$

$$P_3 = \left(\frac{3!}{(3-3)!} \right) \cdot (0,6)^3 \cdot 0,185 = 0,24$$

$$M = 1 \cdot 0,333 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,24 = 1,853$$

$$A_m = (3 - 1,853) \cdot 0,6 = 0,7$$

$$A_c = \frac{2}{2+1,2} = 0,625$$

$$\text{Для } T_{ц} = 5 \text{ мин:}$$

$$\lambda = 0,2$$

$$\rho_1 = \frac{0,2}{1,6} = 0,125$$

$$\rho_2 = \frac{0,2}{0,83} = 0,24$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,125 + \frac{3!}{(3-2)!} \cdot (0,24)^2 + \frac{3!}{(3-3)!} \cdot (0,24)^3} = 0,55$$

$$P_1 = \left(\frac{3!}{(3-1)!} \right) \cdot (0,24)^1 \cdot 0,55 = 0,4$$

$$P_2 = \left(\frac{3!}{(3-2)!} \right) \cdot (0,24)^2 \cdot 0,55 = 0,2$$

$$P_3 = \left(\frac{3!}{(3-3)!} \right) \cdot (0,24)^3 \cdot 0,55 = 0,05$$

$$M = 1 \cdot 0,4 + 2 \cdot 0,2 + 3 \cdot 0,05 = 0,95$$

$$A_m = (3 - 0,95) \cdot 0,24 = 0,5$$

$$A_C = \frac{5}{5+1,2} = 0,8$$

Для $T_{Ц} = 10$ мин:

$$\lambda = 0,1$$

$$\rho_1 = \frac{0,1}{1,6} = 0,0625$$

$$\rho_2 = \frac{0,1}{0,83} = 0,12$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,0625 + \frac{3!}{(3-2)!} \cdot (0,12)^2 + \frac{3!}{(3-3)!} \cdot (0,12)^3} = 0,78$$

$$P_1 = \left(\frac{3!}{(3-1)!} \right) \cdot (0,12)^1 \cdot 0,78 = 0,28$$

$$P_2 = \left(\frac{3!}{(3-2)!} \right) \cdot (0,12)^2 \cdot 0,78 = 0,06$$

$$P_3 = \left(\frac{3!}{(3-3)!} \right) \cdot (0,12)^3 \cdot 0,78 = 0,008$$

$$M = 1 \cdot 0,28 + 2 \cdot 0,06 + 3 \cdot 0,008 = 0,424$$

$$A_m = (3 - 0,424) \cdot 0,12 = 0,3$$

$$A_C = \frac{10}{10+1,2} = 0,89$$

Для $T_{Ц} = 15$ мин:

$$\lambda = 0,07$$

$$\rho_1 = \frac{0,07}{1,6} = 0,04$$

$$\rho_2 = \frac{0,07}{0,83} = 0,08$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,04 + \frac{3!}{(3-2)!} \cdot (0,08)^2 + \frac{3!}{(3-3)!} \cdot (0,08)^3} = 0,86$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_1 = \left(\frac{3!}{(3-1)!} \right) \cdot (0,08)^1 \cdot 0,86 = 0,2$$

$$P_2 = \left(\frac{3!}{(3-2)!} \right) \cdot (0,08)^2 \cdot 0,86 = 0,03$$

$$P_3 = \left(\frac{3!}{(3-3)!} \right) \cdot (0,08)^3 \cdot 0,86 = 0,002$$

$$M = 1 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,03 + 3 \cdot 0,002 = 0,266$$

$$A_m = (3 - 0,266) \cdot 0,08 = 0,2$$

$$A_C = \frac{15}{15+1,2} = 0,92$$

Для $T_{II} = 30$ мин:

$$\lambda = 0,03$$

$$\rho_1 = \frac{0,03}{1,6} = 0,02$$

$$\rho_2 = \frac{0,03}{0,83} = 0,036$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,02 + \frac{3!}{(3-2)!} \cdot (0,036)^2 + \frac{3!}{(3-3)!} \cdot (0,036)^3} = 0,93$$

$$P_1 = \left(\frac{3!}{(3-1)!} \right) \cdot (0,036)^1 \cdot 0,93 = 0,1$$

$$P_2 = \left(\frac{3!}{(3-2)!} \right) \cdot (0,036)^2 \cdot 0,93 = 0,007$$

$$P_3 = \left(\frac{3!}{(3-3)!} \right) \cdot (0,036)^3 \cdot 0,93 = 0,0002$$

$$M = 1 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,007 + 3 \cdot 0,0002 = 0,1$$

$$A_m = (3 - 0,1) \cdot 0,036 = 0,1$$

$$A_C = \frac{30}{30+1,2} = 0,96$$

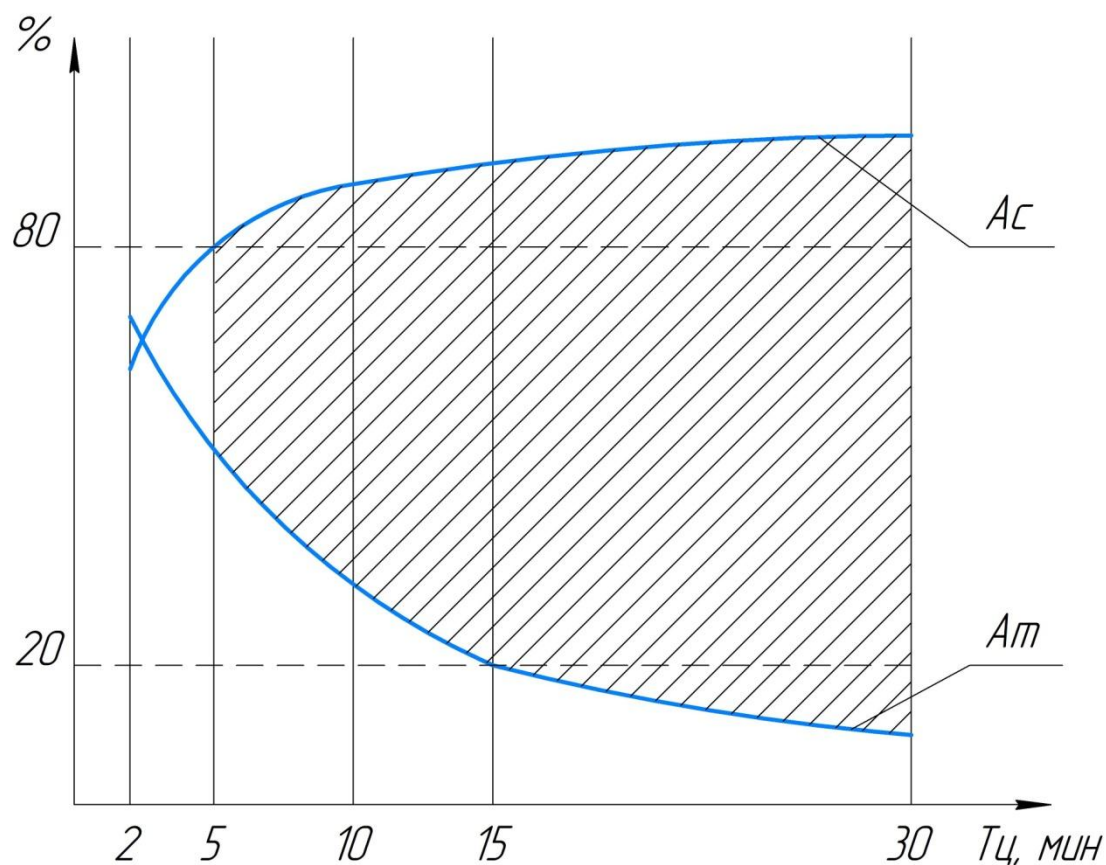


Рисунок 19 График зависимости $A_c(T_{ц})$ и $A_m(T_{ц})$.

Проанализировав данные графики (рис.19), можно сделать вывод о том, что данную ГАУ целесообразно применять при значении среднего машинного времени в пределах от 5 минут и выше.

9.2 Расчет механизма вращения накопителя

При разработке схемы привода необходимо иметь в виду, что частота вращения ограничивается значительными инерционными нагрузками. Это приводит к большим передаточным отношениям механизма, которые реализуются с помощью червячных передач.

где η_{MB} – КПД привода вращения, рассчитывается как:

$$\eta_{MB} = \eta_{\Pi}^2 \cdot \eta_M^1 \cdot \eta_{ЧП}$$

где, $\eta_{\Pi\Pi}$ – КПД пары подшипников;

η_M – КПД муфты;

$\eta_{ЧП}$ – КПД червячной передачи,

$$\eta_{MB} = 0,995^2 \cdot 0,99 \cdot 0,75 = 0,735$$

Момент двигателя, выбранный по каталогу, должен удовлетворять неравенству

$$T_{дв} \geq \frac{(T_{ст} + T_{д})}{K_{пп}}$$

Где $T_{ст}$ и $T_{д}$ – статический и динамический моменты на валу двигателя; $K_{пп}$ – коэффициент перегрузки привода: при обслуживании станков, $K_{пп}=1,5 \dots 3,0$.

$$T_{ст} = \frac{(mgl_M - Ql_Q + T_{тр})}{(i_{MB} \cdot \eta_{MB})}$$

Где $m=300$ кг (150 кг+ 150 кг – спутник и заготовка) – масса перемещаемого узла, кг; $l_M=0,36$ м – расстояние от оси вращения механизма до центра перемещаемых масс, м; $Q=150 \cdot 9,8$ – усилие уравнивания массы от массы стола –спутника, Н; $l_Q=0,36$ м – плечо действия усилия Q относительно оси вращения механизма, м; $T_{тр}$ – момент сопротивления трения, Н·м.

$$T_{TP} = T_A + T_A + T_B$$

где T_A и T_B – моменты сопротивления, возникающие соответственно в опорах А и В от действия горизонтальных реакций R_A и R_B ; T_B – момент сопротивления от действия вертикальной реакции равен нулю.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P = 10^{-3} \cdot R_{A(B)} \cdot \left(\frac{d_{A(B)}}{2} \right) \cdot f$$

где $d_{A(B)}$ – диаметр цапф,

f – коэффициент трения опор качения: $f=0,05$

$$R_{A(B)} = (m_0 + m_c) \cdot g \cdot l_0 / 2$$

$$R_{A(B)} = \frac{300 \cdot 4 \cdot 9,8}{2} = 5880 \text{ Н}$$

$$T = 10^{-3} \cdot 5880 \cdot \left(\frac{107,5}{2} \right) \cdot 0,05 = 1,58 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{CT} = \frac{(300 \cdot 9,8 \cdot 0,36 - 150 \cdot 9,8 \cdot 0,36 + 1,58 \cdot 2)}{(58 \cdot 0,735)} = 12,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_d = m \cdot l_m^2 \cdot \varepsilon_d / i_{PM} = 4 \cdot 300 \cdot 0,36^2 \cdot 7,2 / 58 = 19,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{Где } \varepsilon_d = \frac{\omega}{t_p} = \frac{1,8}{0,25} = 7,2 \text{ с}^{-2}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot i} = \frac{1000 \cdot \pi}{30 \cdot 58} = 1,8 \text{ рад/с}$$

$$T_{дв} \geq \frac{(12,5 + 19,3)}{1,5} = 21,2$$

Принимаем $T_H=24 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Расчетная мощность двигателя механизма вращения

$$P_{\partial\partial} = \frac{k_1 \cdot P_{CT}}{\eta_{MB}}$$

P_{CT} – статическая мощность привода:

$$P = 10^{-3} \cdot T_{TP} \cdot \omega$$

$$P_{CT} = \frac{21,2 \cdot 1,8 \cdot 58}{0,735} = 3011 \text{ Вт},$$

тогда

$$P_{\partial\partial} = \frac{1 \cdot 0,048}{0,86} = 0,06 \text{ кВт}$$

Для определения диаметра цапф под подшипники необходимо определить диаметр оси поворота из условия прочности на изгиб, мм

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1 \cdot [\sigma_H]}}$$

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $[\sigma_{\text{и}}]=80-120$ МПа – допускаемое напряжение изгиба;

$M_{\text{и}}=1200 \cdot 9,8 \cdot 145=1705200$ – изгибающий момент, Нм:

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{1705,2}{0,1 \cdot 100}} = 55,45 \text{ мм}$$

По каталогу выбирается двигатель постоянного тока большей мощности.

Выбираем двигатель постоянного тока ПБВ-112L $P_{\text{дв}}=1,1$ кВт

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованной литературы

1. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.
2. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков : Учеб. пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.
3. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.
4. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.
5. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.
6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.
7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.
8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.
9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.

10. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.2 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 108 с.

11. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков (Компоновочные схемы, конструкции, примеры исполнения) : метод. указания / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.О. Трилисский, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2000. – 164 с.

12. Атлас кинематических схем металлорежущих станков / И.И. Михеев, С.В. Эрленеков, В.В. Панчурин, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ППИ, 1993. – 60 с.

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

