МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра «Технологии и оборудование машиностроения»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

на тему

Проект гибкого производственного модуля на базе токарно-центрового полуавтомата с ЧПУ по типу модели 1720Ф30

ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.00 ПЗ

Квалификация	**бакалавр**
Направление	**15.03.02 — Технологические машины и оборудование**
Профиль	**Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка**

Автор — студент группы 22МС1 _____ подпись и дата **Т.Б. Исмоилов** инициалы, фамилия

Руководитель _____ подпись и дата **С.А. Нестеров** инициалы, фамилия

Нормоконтролер _____ подпись и дата **Г.С. Большаков** инициалы, фамилия

Работа допущена к защите в ГЭК (протокол заседания кафедры от 05.06.2026 № 12)

Заведующий кафедрой _____ подпись и дата **А.Е. Зверовщиков** инициалы, фамилия

Работа защищена с оценкой отлично (протокол ГЭК от 18.06.26 № 9)

Секретарь ГЭК _____ подпись и дата **Ю.В. Истомина** инициалы, фамилия

Пенза – 2026

«Утверждаю»

_____

Заведующий кафедрой ТОМ

А.Е. Зверовщиков

«_____»_____2026 г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 22МС1 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Исмоилов Толибжон Баходирович
2. Руководитель бакалаврской работы Нестеров С. А., к.т.н., доцент кафедры ТОМ
3. Время проектирования с 4 июня_2026 г. по 2 июля 2026 г.
4. Место преддипломной практики _ ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»
5. Тема бакалаврской работы
Проект гибкого производственного модуля на базе токарно-центрового полуавтомата с ЧПУ по типу модели 1720Ф330
Тема утверждена приказом ПГУ № 322/о от 20.03.2026
6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)
Разработать привод главного движения, и модуль на основе робота FANUC-420i
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 на жесткость
8 Расчет шлицевых и шпоночных соединений
9 Расчет опор шпинделя
10 Выбор подшипникового узла
11. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ гибкого производственного модуля
12Выбор промышленного робота
13Расчет элементов времени движения руки робота
14Определение номинальной грузоподъемности.
7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

Коробка скоростей станка 1720ПФ3 Сборочный чертеж_-_А1*3
Станок модернизированный с ЧПУ 1720ПФ3 Схема кинематическая А1
Циклограмма работы гибкого производственного модуля на основе робота FANUC-420i___А1
Планировка гибкого производственного модуля А1___
Итого: 6 листов формата А1
8. Особые требовании 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	04.06.26	
График частот вращения шпинделя	10	10.06.26	
Числа зубьев в передачах	10	14.06.26	
Кинематический и силовой расчет привода главного движения	10	18.05.26	
Проектирование циклограммы	10	22.06.26	
Проектирование гибкого производственного модуля	15	26.06.26	
Оформление чертежей	15	30.06.26	
Оформление пояснительной записки	15	02.07.26	

Дата выдачи задания
«_4_» июня 2026 г.

Задание к исполнению принял_____
«_4_» июня_2026 г.

Руководитель работы_____

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультет промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта_____ Киреев С.Ю

«____»_____2026 г.

Реферат

Пояснительная записка содержит:
124 листов формата А4, 21 рисунок, 11 таблиц,
12 источников литературы, 2 приложения.
Графическая часть включает 6 листов формата А1.

РОБОТИЗИРОВАННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС, МНОГОЦЕЛЕВОЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, НАПОЛЬНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ РОБОТ, РАСЧЕТ РОБОТА, ТЕОРИЯ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ.

Объектом проектирования является роботизированный гибкий производственный модуль на базе токарного станка с ЧПУ по типу модели 1720ПФ30 и напольного робота по типу модели РОБОТ FANUC-420i

В пояснительной записке представлена информация о базовых моделях многоцелевого станка и напольного промышленного робота, приведен кинематический расчет привода главного движения станка, построен график частот вращения шпинделя, представлена кинематическая схема привода главного движения, определены кинематические и силовые характеристики станка, выполнен расчет основных узлов робота, приведен алгоритм спроектированного роботизированного гибкого производственного модуля его анализ на основе теории массового обслуживания.

					ПГУ.125.03.02.05.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Исмоилов Ш.Б			Проект гибкого производственного модуля на базе токарно-центрового полуавтомата с ЧПУ по типу модели 1720ф30.	Лит	Лист	Листов
Провер.		Нестеров С.А					4	119
Н. контр.		Большаков Г.С				Каф. «ТОМ» гр. 22МС1		
Утв		Вершинин А.В.						4

Введение

Автоматизация производства в машиностроении представляет собой самостоятельную комплексную задачу, связанную с созданием нового современного оборудования, технологических процессов, систем организации производства при систематическом повышении прибыли, улучшении условий труда и сокращении потребности в рабочей силе. Эффективность автоматизации определяется тем, насколько рационально организован производственный процесс в целом, комплексно ли и на всех ли звеньях технологической цепочки внедрены средства автоматизации, насколько принятая система организации и управления производством позволяет принимать решения на низшем уровне. Эффективность автоматизации благодаря применению ПР также может быть достигнута только при комплексном подходе к созданию и внедрению роботов, обрабатывающего оборудования, средств управления, вспомогательных механизмов и устройств и т.д. Промышленные роботы могут быть эффективно применены в условиях производства с различной серийностью для автоматизации вспомогательных и основных технологических операций.

Создание роботизированных технологических комплексов (РТК), содержащих основное технологическое оборудование с транспортными, накопительными, ориентирующими устройствами для заготовок, деталей и инструментов, и обслуживаемых промышленными роботами, является необходимым этапом гибкой автоматизации машиностроительного производства.

При внедрении гибких производственных систем осуществляется автоматизация вспомогательных операций загрузки основного оборудования материалом или заготовками перед их обработкой, а также снятие готовых изделий. Помимо промышленных роботов средствами автоматизации основного оборудования служат различные разгрузочно-загрузочные

устройства типа лотков и шиберов, а также автооператоры или манипуляторы.

Первую группу, с точки зрения, планировки образуют РТК с индивидуальным обслуживанием единицы технологического оборудования, при помощи одного или нескольких промышленных роботов. Данная группа РТК имеет три основных варианта конструктивного исполнения ПР: встроенного в технологическое оборудование; установленного рядом с технологическим оборудованием; установленными в рабочей зоне технологического оборудования нескольких промышленных роботов.

Во всех вариантах РТК данной группы заготовки перед подачей их роботом в зону обработки предварительно подаются на фиксированную промежуточную позицию, обслуживаемую автоматизированными загрузочно-разгрузочными устройствами типа тактового стола или шагового конвейера-накопителя. Наибольшее применение в машиностроении получили РТК, состоящие из автоматизированных станков, оснащенных транспортно-накопительными системами для заготовок и готовых деталей, а также системами программного управления промышленными роботами.

Целью ВКР является получение экономического эффекта за счет сокращения затрат и снижения себестоимости обработки заготовок посредством разработки роботизированного технологического комплекса на базе многоцелевого станка и напольного промышленного робота. Для достижения поставленной цели предлагается спроектировать РТК, в котором труд человека по загрузке-разгрузке станка будет заменен скоординированными движениями промышленного робота.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О БАЗОВОЙ МОДЕЛИ СТАНКА И РОБОТА

Станок 1720ПФ30 патронно-центровой и предназначен для токарной обработки наружных и внутренних поверхностей деталей типа тел вращения со ступенчатым и криволинейным профилями в один или несколько проходов в замкнутом полуавтоматическом цикле, а также для нарезания крепежных резьб (в зависимости от возможностей системы ЧПУ). Станок используют в единичном, мелкосерийном и серийном производстве с мелкими повторяющимися партиями деталей. Общий вид станка представлен на рисунке 1

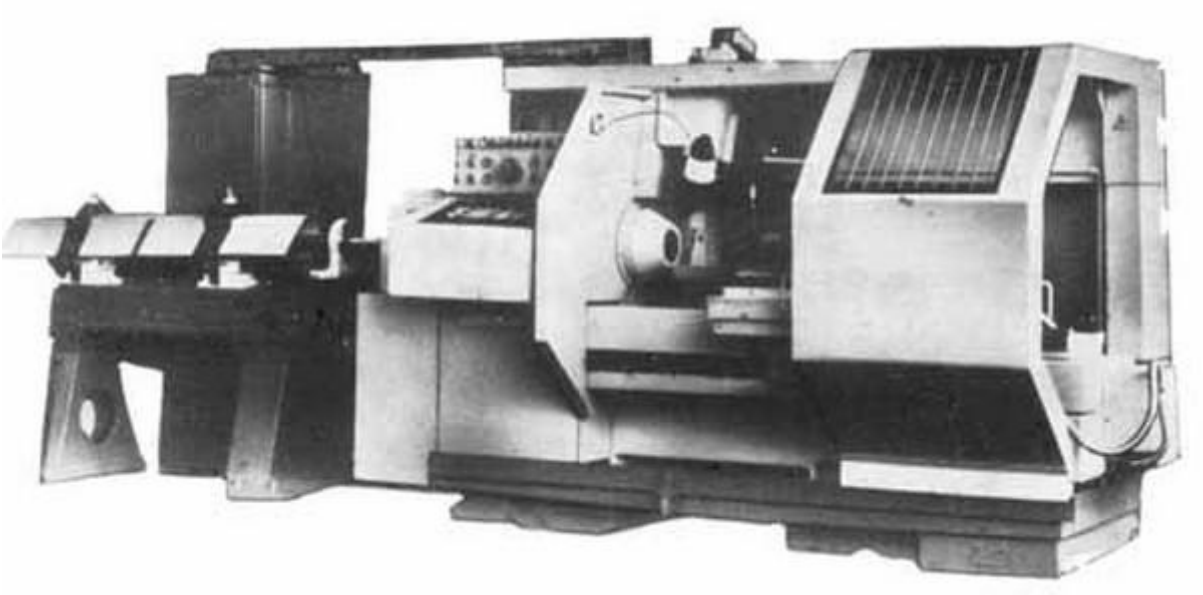

Рисунок 1 – Общий вид станка модели 1720ПФ30

Привод главного движения осуществляется от асинхронного электродвигателя М1 через коробку скоростей, дающую 18 частот вращения шпинделя. Приводы подач осуществляются от высокомоментных электродвигателей М2, М3, М4 (рисунок 2). Вертикальное перемещение консоли (установочное) выполняется от электродвигателя М5.

Главной особенностью является возможность установки различных типов систем ЧПУ. Для этого в конструкции предусмотрены необходимые разъемы. Наличие автоматического управления даёт возможность выполнять следующие операции на токарном станке 1720ПФ30, указанные в паспорте:

автоматический контроль за значением подачи; регулировка количества оборотов вращения шпинделя; возможность формирования резьбы согласно составленной программе.

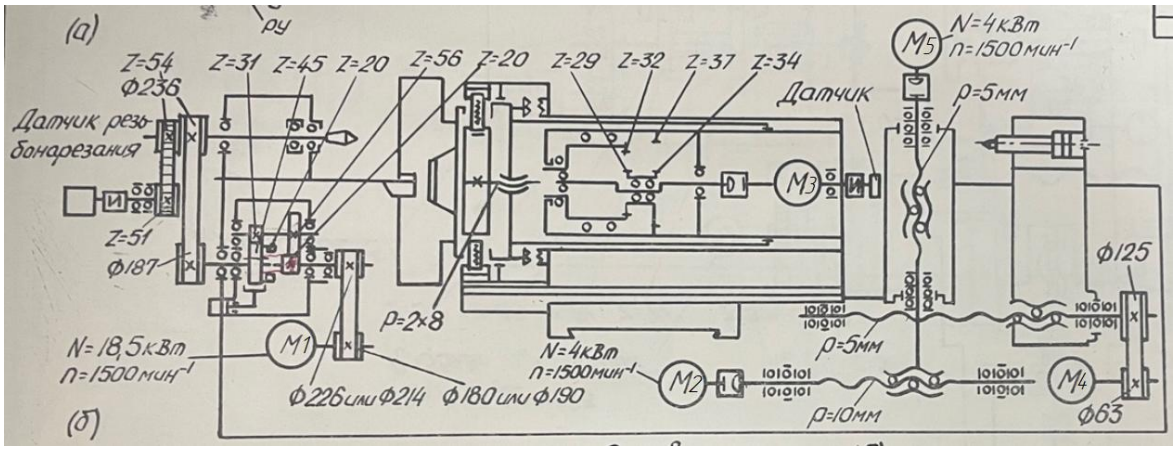

Рисунок 2 – Кинематическая схема станка модели 1720ПФ30

Технические характеристики станка модели 1720ПФ30 приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Технические характеристики станка модели 1720ПФ30

Диаметр обработки над станиной, мм	500
Диаметр обработки над суппортом, мм	200
Наибольшая длина обработки, 6-позиционная головка, мм	900
Наибольшая длина обработки, 8-позиционная головка, мм	750
Наибольшая длина обработки, 12-позиционная головка, мм	850
Наибольшая длина обработки в центрах, мм	100
Диаметр цилиндрического отверстия в шпинделе, мм	55
Наибольший поперечный ход суппорта, мм	210
Наибольший продольный ход суппорта, мм	905
Максимальная рекомендуемая скорость продольной рабочей подачи, мм	2000
Максимальная рекомендуемая скорость поперечной рабочей подачи, мм	1000
Количество управляемых координат, шт.	2
Количество одновременно управляемых координат, шт.	2
Дискретность задания перемещения, мм	0,001
Пределы частот вращения шпинделя, $мин^{-1}$	20…2500
Скорость быстрых перемещений суппорта - поперечного, мм/мин	2400
Максимальная скорость быстрых продольных перемещений, мм/мин	15000
Максимальная скорость быстрых поперечных перемещений, мм/мин	7500
Количество позиций инструментальной головки	8
Мощность электродвигателя главного движения, кВт	11
Класс точности по ГОСТ 8-82	П
Габаритные размеры станка (Д х Ш х В), мм	3700х2260х1650
Масса станка, кг	4000

2. Проектирование главного привода

2.1 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА 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].

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

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

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 $\varphi_{\text{к}} = R_{\text{дв}}\ \varphi$ [1, с. 31].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [1, с. 13, 20]:

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

где $R_{\text{п}} = 200$ – диапазон регулирования привода (по заданию)

$n_{\text{шп(min)}} = 15\,\text{мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 200 \cdot 15 = 3000\,\text{мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 6\,\text{кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0{,}80\ldots0{,}85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0{,}80$.

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{6}{0{,}80} = 7{,}5 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН200М [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 8{,}5$ кВт, $n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 48$ мм – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{200}{4} = 50.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 200}{\lg 4} = 3{,}83.$$

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [1, с. 32]:

$$m = \frac{\lg R_{\text{к}}}{\lg 8},$$

$$m = \frac{\lg 50}{\lg 8} = 1{,}88.$$

Принимаем $m = 2$, т. е. в коробке имеем две группы передач *a* и *b*.

Определяем диапазоны регулирования групп передач при условии, что их значения для всех групп одинаковы [1, с. 32]:

$$R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_{\text{к}}},$$

$$R_m = R_c = R_a = R_b = \sqrt[2]{50} = 7{,}07.$$

Принимаем $R_m = R_c = R_a = R_b = 7{,}07$.

Чтобы выбрать знаменатель ряда φ можно воспользоваться следующими рекомендациями [1, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков – $\varphi = 1{,}26$; для токарно-револьверных станков в зависимости от диаметра обработки – $\varphi = 1{,}41$ и $\varphi = 1{,}58$; для сверлильных станков всех типов с диаметром сверления более 18 мм – $\varphi = 1{,}41$; для фрезерных станков всех типов – $\varphi = 1{,}26$; для многооперационных станков – $\varphi = 1{,}26$ и $\varphi = 1{,}41$.

Принимаем $\varphi = 1{,}26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1{,}26} = 5{,}99.$$

Принимаем $c = 6$.

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

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg\varphi} = \frac{\lg R_{\text{г}}}{\lg\varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 7{,}07}{\lg 1{,}26} = 8{,}46.$$

Принимаем $K_m = 6$, тогда принимаем $K_b = 6$, следовательно $K_a = 6$.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [1, с. 33]:

$$R_{к(ф)} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{п(ф)} = R_{дв(P)} R_{к(ф)}.$$

Тогда, фактический диапазон регулирования коробки [1, с. 35]:

$$R_{к(ф)} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{к(ф)} = 7{,}07 \cdot 1{,}26^6 = 28{,}28,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{п(ф)} = 4 \cdot 28{,}28 = 113{,}12.$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения двигателя, а также число K_2 интервалов между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя [1, с. 33]:

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

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

Рассчитанные значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого [1, с. 33].

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 3000)}{\lg 1{,}26} = 0,$$

принимаем $K_1 = 0$.

$$K_2 = \frac{\lg 113{,}12}{\lg 1{,}26} = 20{,}63,$$

принимаем $K_2 = 18$, т.к. $K_m = 6$, $K_a = 6$, и $K_b = 6$

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

$$K_{\text{общ}} = K_2,\ K_{\text{общ}} = 18.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 19 горизонтальные линии, с интервалом, равным $\lg 1{,}26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [1, с. 33–34].

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3000; 2360; 1900; 1500; 1180; 950; 750; 600; 475; 375; 300; 236; 190; 150; 118; 95; 75; 60; 47,5 и строим график частот вращения (рисунок 3) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 3000\ \text{мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 18$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 47{,}5\ \text{мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 190\ \text{мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки A проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 190\ \text{мин}^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку B. Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A. Далее из точки B откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку C. Из точки C проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки B.

После этого из точки A по валу I проводим луч на 6 интервалов вверх до точки D (точка $n_{\text{шп}} = 750\ \text{мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки D проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 750\ \text{мин}^{-1}$. Затем из точки D откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии I,

получаем точку *E*. Из точки *E* проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки *D*.

Затем точки *D* и *E* соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точек *D* и *A*. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{шп} = 37{,}5$ мин$^{-1}$; $n_{шп} = 30$ мин$^{-1}$; $n_{шп} = 23{,}6$ мин$^{-1}$; $n_{шп} = 19$ мин$^{-1}$; $n_{шп} = 15$ мин$^{-1}$).

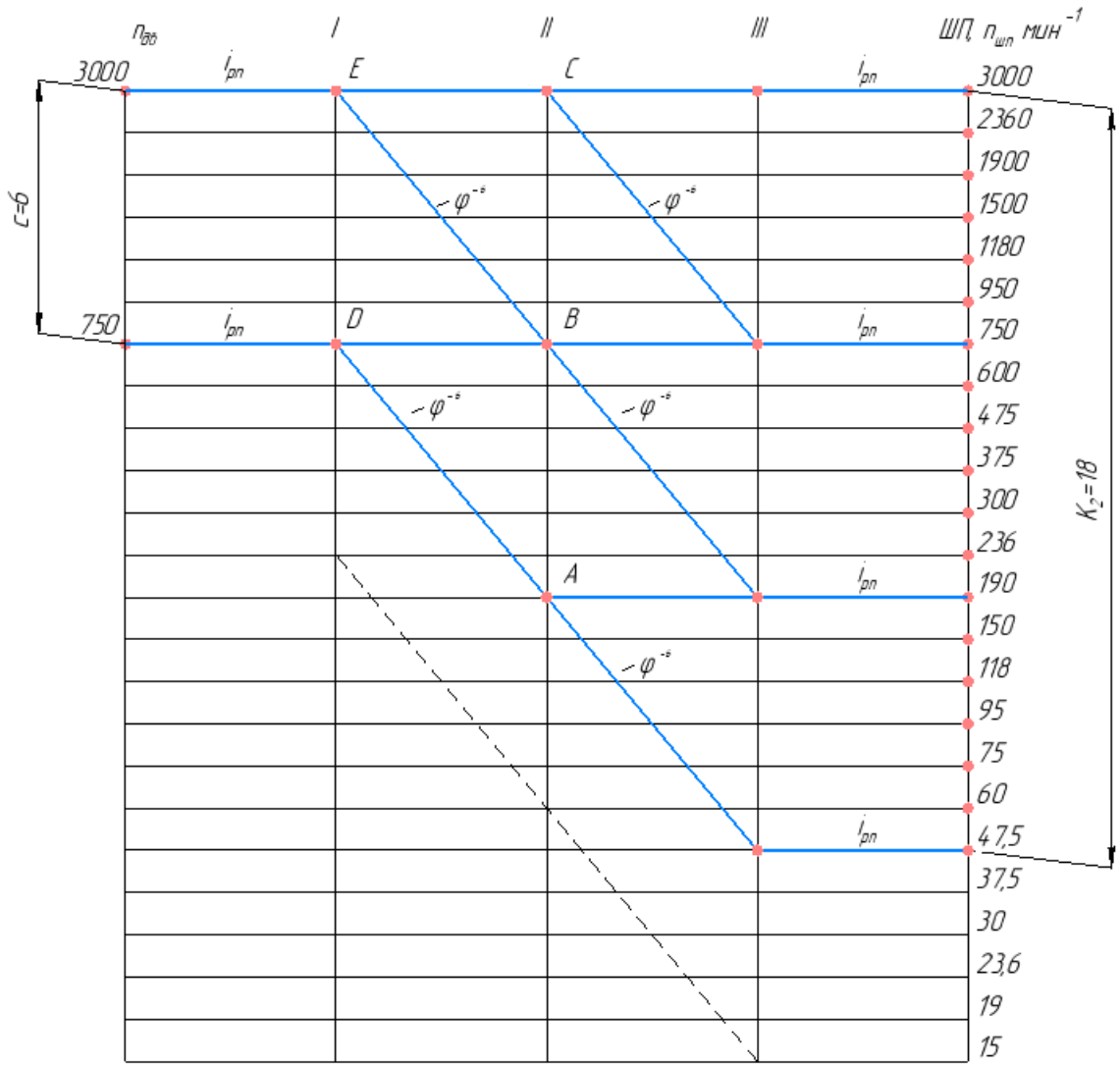

Рисунок 3 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 4 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1720ПФ30 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

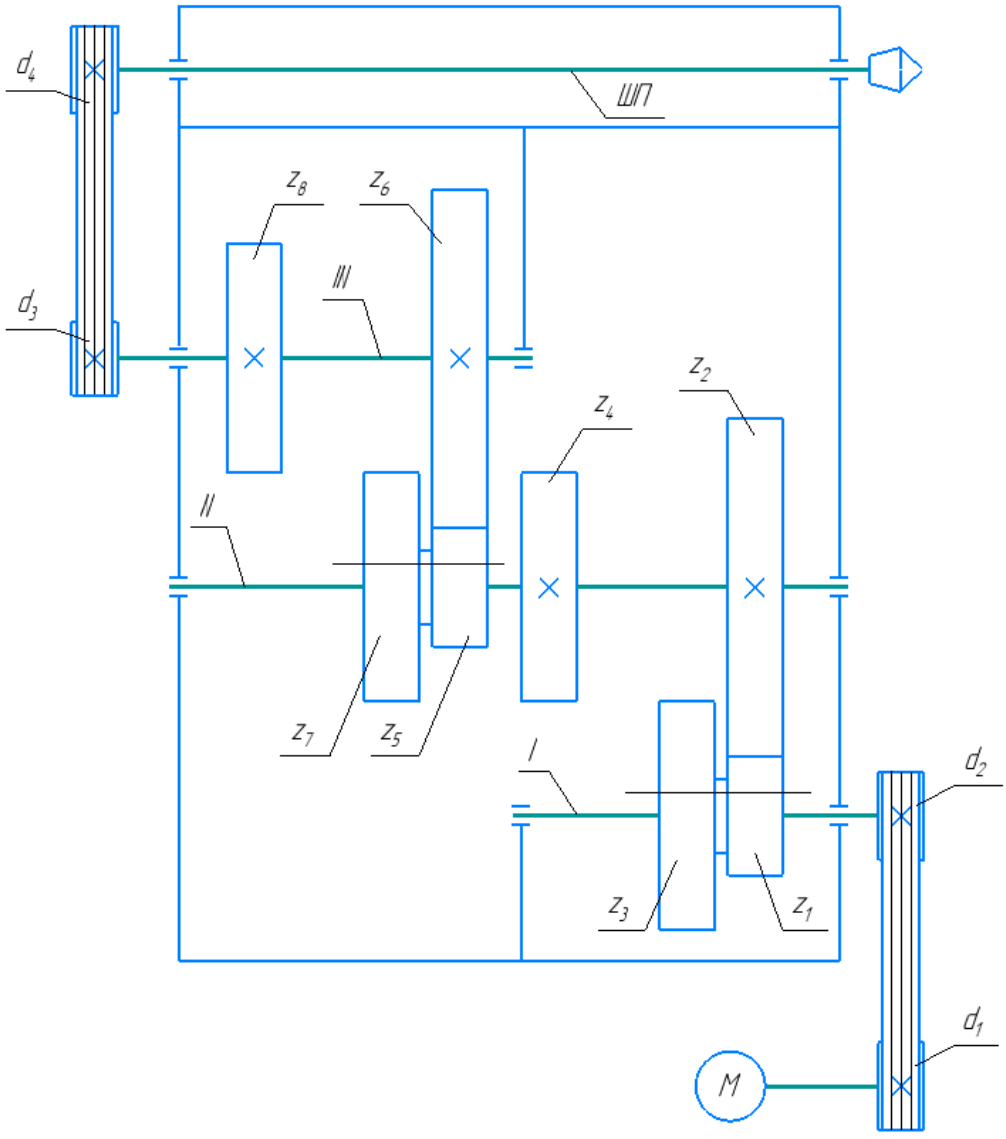

Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант)

2.2 Числа зубьев в передачах

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

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, использую таблицу 7 [1, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев $\sum z$, начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев $\sum z$ и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача 1:

передаточное отношение – $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{750}{750} = 1$

(см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 750\ \text{мин}^{-1}$

[3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550\frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550\frac{8{,}5}{750} = 108{,}23\ \text{Н}\cdot\text{м}$$

По крутящему моменту $M_{\text{к дв}}$ из таблицы 4.1 [3, с. 86] принимаем профиль В(Б) (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1-89) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\min} = 125$ мм. Расчетная ширина ремня $W_{\text{р}} = 14$мм; площадь поперечного сечения $A = 230\ \text{мм}^2$.

Целесообразно принимать d_1 возможно большим, так как при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное

напряжение σ_t, снижается окружная сила F_t и уменьшается число ремней [3, с. 93].

Определяем диаметр ведущего шкива [3, с. 93, ф. 4.23]:

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

где $C = 38\ldots42$ – для ремней нормального сечения;

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{108{,}23} = 181{,}09 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 180$ 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.

Тогда,

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 750}{60000} = 7{,}065 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 3000}{60000} = 28{,}26 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую $V = 30$ м/с.

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

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

где $\varepsilon = 0{,}015$ – относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_2 = 180 \cdot 1(1 - 0{,}015) = 177{,}3 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 180$ мм [3, с. 96].

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

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

$$i_{\text{рп}} = \frac{180}{180(1 - 0{,}015)} = 1{,}01.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения $i_{рп}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{опт} = c\,d_2,$$

где $c = \frac{a_{опт}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1{,}5$.

Тогда,

$$a_{опт} = 1{,}5 \cdot 180 = 270 \text{ мм}.$$

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

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

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

Следовательно,

$$d_{ср} = \frac{180+180}{2} = 180\text{мм},$$

$$\Delta = \frac{180-180}{2} = 0\text{мм},$$

$$L_р = 2 \cdot 270 + 3{,}14 \cdot 180 + 0 = 1105{,}2\text{мм}.$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_р = 1120$мм, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

Уточняем межосевое расстояние [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_р - \pi d_{ср}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_р - \pi d_{ср}\right)^2 - 8\Delta^2},$$

$$a = \frac{1120 - 3{,}14 \cdot 180}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1120 - 3{,}14 \cdot 180\right)^2 - 8 \cdot 0^2} = 277{,}4\text{мм}.$$

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

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin\frac{0}{277,4} = 0^{\circ}.$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [3, с. 94, ф. 4.31]:

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

$$\alpha = (180 - 0) = 180^{\circ} > 120^{\circ} - \text{условие выполняется.}$$

Определяем число пробегов ремня [3, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000V}{L_{\text{р}}},$$

$$U = \frac{1000 \cdot 28,26}{1120} = 25,23\,\text{с}^{-1}.$$

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

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

$$d_e = 180\left(1,14 - 0,14e^{2,43(1-1)}\right) = 180\text{мм}.$$

2) ременная передача 2:

передаточное отношение – $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{750}{750} = 1$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{190}{190} = 1$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{47,5}{47,5} = 1$ (см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1$ необходимо определить диаметры ведущего d_3 и ведомого d_4 шкивов.

Крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 750\,\text{мин}^{-1}$

[3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550\frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550\frac{7,37}{750} = 93,84\,\text{Н} \cdot \text{м}$$

По крутящему моменту $M_{к\,дв}$ из таблицы 4.1 [3, с. 86] принимаем профиль В(Б) (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1-89) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{3\min} = 125$ мм. Расчетная ширина ремня $W_р = 14$мм; площадь поперечного сечения $A = 230$ мм^2.

Целесообразно принимать d_3 возможно большим, так как при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное напряжение σ_t, снижается окружная сила F_t и уменьшается число ремней [3, с. 93].

Определяем диаметр ведущего шкива [3, с. 93, ф. 4.23]:

$$d_3 = C \cdot \sqrt[3]{M_{к\,дв}},$$

где $C = 38\ldots42$ – для ремней нормального сечения;

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_3 = 38 \cdot \sqrt[3]{108{,}23} = 181{,}09\,\text{мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_3 = 180$ мм.

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

$$V = \frac{\pi d_3 n_1}{60000},$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 750}{60000} = 7{,}065\,\text{м/с} \text{ – при } n_{дв(ном)} = 1000\,\text{мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 3000}{60000} = 28{,}26\,\text{м/с} \text{ – при } n_{дв(max)} = 3000\,\text{мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую $V = 30$ м/с.

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

$$d_4 = d_3\, i_{рп}(1-\varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0{,}015$ – относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_4 = 180 \cdot 1(1 - 0{,}015) = 177{,}3 \text{мм},$$

принимаем $d_4 = 180$ мм [3, с. 96].

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

$$i_{\text{рп}} = \frac{d_4}{d_3(1-\varepsilon)},$$

$$i_{\text{рп}} = \frac{180}{180(1-0{,}015)} = 1{,}01.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_4 и передаточного отношения $i_{\text{рп}}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{\text{опт}} = c\, d_4,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1{,}5$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1{,}5 \cdot 180 = 270 \text{ мм}.$$

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

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

где $d_{\text{ср}} = \frac{d_3 + d_4}{2}$; $\Delta = \frac{d_3 - d_4}{2}$.

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{180 + 180}{2} = 180 \text{мм},$$

$$\Delta = \frac{180 - 180}{2} = 0 \text{мм},$$

$$L_{\text{р}} = 2 \cdot 270 + 3{,}14 \cdot 180 + 0 = 1105{,}2 \text{мм}.$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_{\text{р}} = 1120$мм, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

Уточняем межосевое расстояние [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_{\text{р}} - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_{\text{р}} - \pi d_{\text{ср}}\right)^2 - 8\Delta^2},$$

$$a = \frac{1120 - 3{,}14 \cdot 180}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1120 - 3{,}14 \cdot 180\right)^2 - 8 \cdot 0^2} = 277{,}4\,\text{мм}.$$

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

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin\frac{0}{277{,}4} = 0^\circ.$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [3, с. 94, ф. 4.31]:

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

$\alpha = \left(180 - 0\right) = 180^\circ > 120^\circ$ – условие выполняется.

Определяем число пробегов ремня [3, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000V}{L_{\text{р}}},$$

$$U = \frac{1000 \cdot 28{,}26}{1120} = 25{,}23\,\text{с}^{-1}.$$

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

$$d_e = d_3\left(1{,}14 - 0{,}14e^{2{,}43\left(1 - \text{i}_{рп}\right)}\right),$$

$$d_e = 180\left(1{,}14 - 0{,}14e^{2{,}43(1-1)}\right) = 180\text{мм}.$$

3) переборная группа:

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z1-z2)} = \frac{n_{\text{I}}}{n_{\text{II}}} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{\text{зп}(z1-z2)} = \frac{750}{750} = 1$

(см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1$, $\sum z = 100$, $z_1 = 50$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 100 - 50 = 50$;

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{зп(z3-z4)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{750} = 4$ или $i_{зп(z3-z4)} = \frac{750}{190} = 3{,}95$ (см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-4} = 3{,}98$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z3-z4)} = 3{,}98$, $\sum z = 100$, $z_3 = 20$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 100 - 20 = 80$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{зп(z5-z6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{зп(z5-z6)} = \frac{750}{750} = 1$ или $i_{зп(z5-z6)} = \frac{190}{190} = 1$ (см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-0} = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z5-z6)} = 1$, $\sum z = 118$, $z_5 = 59$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 118 - 59 = 59$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{зп(z7-z8)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3000}{750} = 4$ или $i_{зп(z7-z8)} = \frac{750}{190} = 3{,}95$ или $i_{зп(z7-z8)} = \frac{190}{47{,}5} = 4$ (см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-4} = 3{,}95$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $\sum z = 118$, $z_7 = 24$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 118 - 24 = 94$;

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [1, с. 47].

2.3 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ СТАНКА

Полученные колеса (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т. е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шкив) с большим числом зубьев (большего диаметра) и наоборот [1, с. 47].

На рисунке 5 представлена кинематическая схема проектируемого привода главного движения станка (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

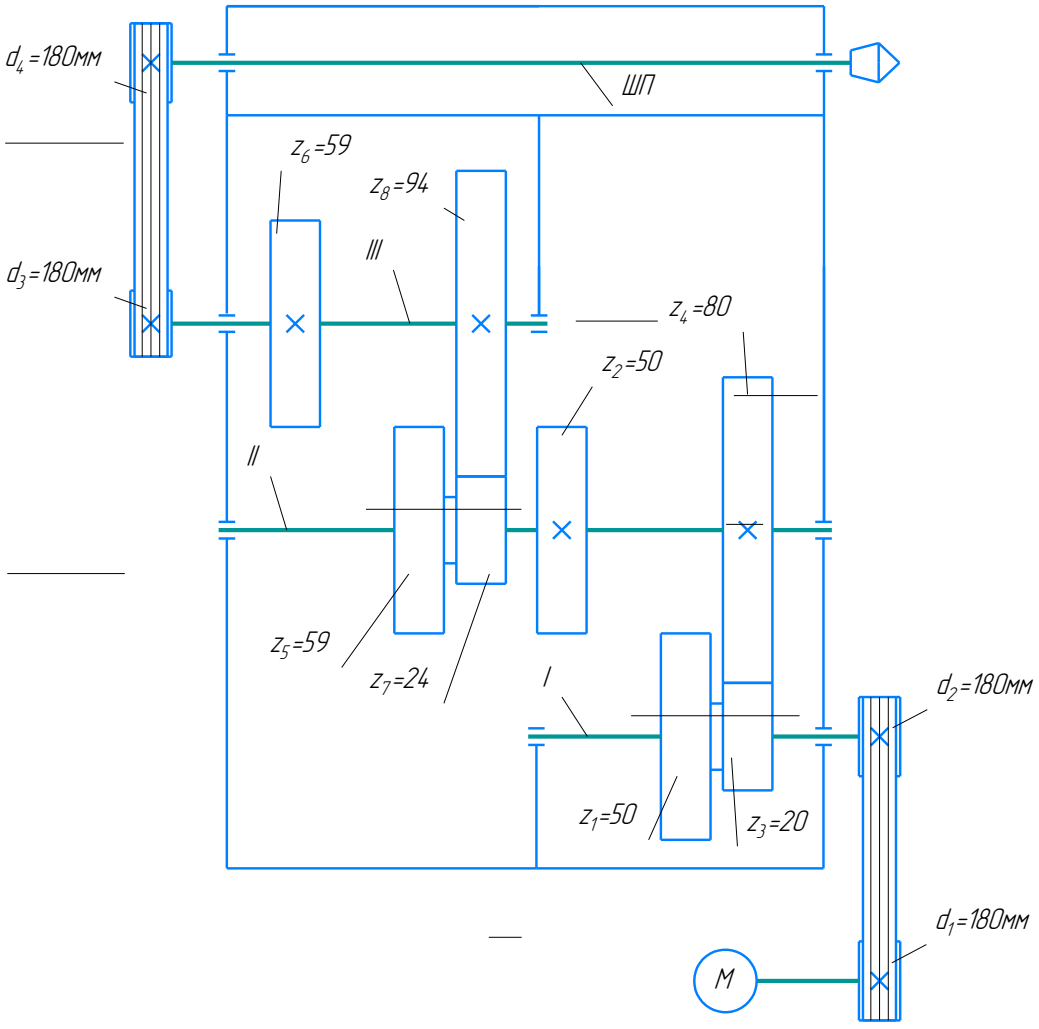

Рисунок 5 – Кинематическая схема проектируемого привода главного движения станка (окончательный вариант)

2.4 ЭСКИЗНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

2.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [1, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\min}\left(R_{\text{п}}^{1/3} \ldots R_{\text{п}}^{1/4}\right),$$

$$n_{\text{шп расч}} = 15\left(200^{1/3} \ldots 200^{1/4}\right) = (87{,}72 \ldots 56{,}41)\ \text{мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 60\ \text{мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 4 – График частот вращения шпинделя):

$$n_{\text{шп расч}} = 60\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{III}} = 60\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 236\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 950\ \text{мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [3, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 8{,}5\ \text{кВт},$$

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

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

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

$$P_{\text{I}} = 8{,}5 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}99 = 7{,}99\ \text{кВт},$$

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

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

$$P_{\text{II}} = 7{,}99 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 7{,}68\ \text{кВт},$$

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

$$P_{\text{III}} = 7{,}68 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 7{,}37\ \text{кВт}$$

$$P_{\text{шп}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

$$P_{\text{шп}} = 7{,}37 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}99 = 6{,}93 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и минимальных частот вращения каждого вала коробки скоростей [3, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550\frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550\frac{7{,}99}{950} = 80{,}32 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550\frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550\frac{7{,}68}{236} = 310{,}98 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кIII}} = 9550\frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550\frac{7{,}37}{60} = 1173{,}05 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550\frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550\frac{6{,}93}{60} = 1103{,}02 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.4.2 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 $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

$M_к$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, $Н \cdot м$;

$K_{H\beta}$ – 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 $d_ω$, принимается равным 0,2…0,4;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое 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 40ХН с термообработкой:

закалка ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (53…58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{НР} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 320$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда, зубчатая передача:

$z_1 - z_2$: $z_2 = 50$, $i_{зп(z1-z2)} = 1$, $M_{кII} = 310,98 Н \cdot м$, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{НР} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 320$ МПа, $Y_F = 3,65$,

$$m_к = \frac{770}{50} \cdot \sqrt[3]{\frac{310,98 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,85 мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{310,98 \cdot 1,2 \cdot 3,65}{50^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 2,26 мм,$$

предварительно принимаем $m = 2,5 мм$,

$z_3 - z_4$: $z_3 = 20$, $i_{зп(z3-z4)} = 3{,}98$, $M_{кI} = 179{,}63\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{НР} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 320$ МПа, $Y_F = 4{,}08$,

$$m_к = \frac{770}{20} \cdot \sqrt[3]{\frac{80{,}32 \cdot 1{,}12 \cdot (3{,}98+1)}{3{,}98 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 2{,}52мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{80{,}32 \cdot 1{,}2 \cdot 4{,}08}{20^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 2{,}76мм,$$

предварительно принимаем $m = 3мм$,

$z_5 - z_6$: $z_6 = 59$, $i_{зп(z5-z6)} = 1$, $M_{кIII} = 1173{,}05\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{НР} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 320$ МПа, $Y_F = 3{,}62$,

$$m_к = \frac{770}{59} \cdot \sqrt[3]{\frac{1173{,}05 \cdot 1{,}12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 2{,}44мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1173{,}05 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}65}{59^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 3{,}16мм,$$

предварительно принимаем $m = 3{,}5мм$,

$z_7 - z_8$: $z_7 = 24$, $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $M_{кII} = 310{,}98\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{НР} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 320$ МПа, $Y_F = 3{,}92$,

$$m_к = \frac{770}{24} \cdot \sqrt[3]{\frac{310{,}98 \cdot 1{,}12 \cdot (3{,}98+1)}{3{,}98 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 3{,}3мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{310{,}98 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}92}{24^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 3{,}79мм,$$

предварительно принимаем $m = 4мм$,

Следовательно, для переборной группы *A* принимаем $m = 3мм$, для переборной группы *B* принимаем $m = 4мм$

2.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов [1, с. 86]:

$$d_i = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_i}},$$

где d_i – минимальный диаметр вала, мм;

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

n_i – частота вращения вала, мин$^{-1}$.

Следовательно,

$$d_{\text{I}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7{,}99}{950}} = 33{,}31 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{I}} = 35$ мм,

$$d_{\text{II}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7{,}68}{236}} = 46{,}72 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{II}} = 50$ мм,

$$d_{\text{III}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7{,}37}{60}} = 65{,}12 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{III}} = 70$ мм,

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{\text{шп min}}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 5) [1, с. 87]:

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп min}} = 8{,}5 / (0{,}15 \ldots 0{,}35) = (56{,}66 \ldots 24{,}28) \text{мм},$$

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

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 5) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист – Привод главного движения (Сборочный чертеж)) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно

принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{пк} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot d_{шп\,min}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71. Следовательно,

$$d_{пк} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot 100 = (100 \ldots 120)\,мм,$$

принимаем (ориентировочно) $d_{пк} = 120$ мм.

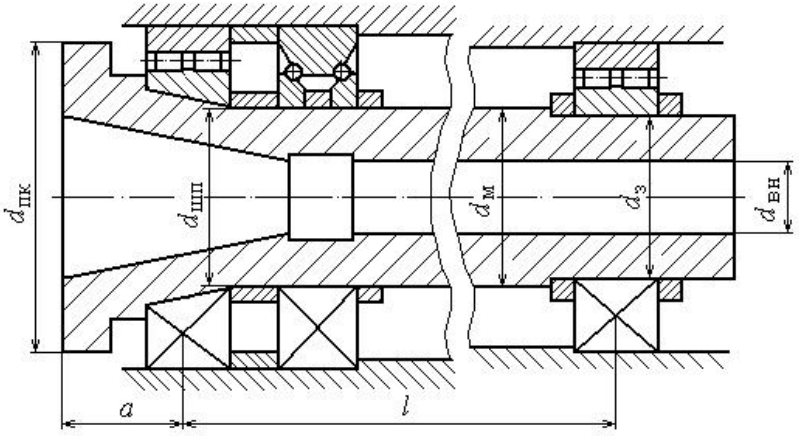

Рисунок 6 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 6) [1, с. 88]:

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

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

принимаем (ориентировочно) $d_{м\,min} = 90\,мм$.

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

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

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

принимаем (ориентировочно) $d_{з\,min} = 90\,мм$.

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [1, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [2, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПН200М – $d_{1дв} = 48$ мм.

2.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рис.7) [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.

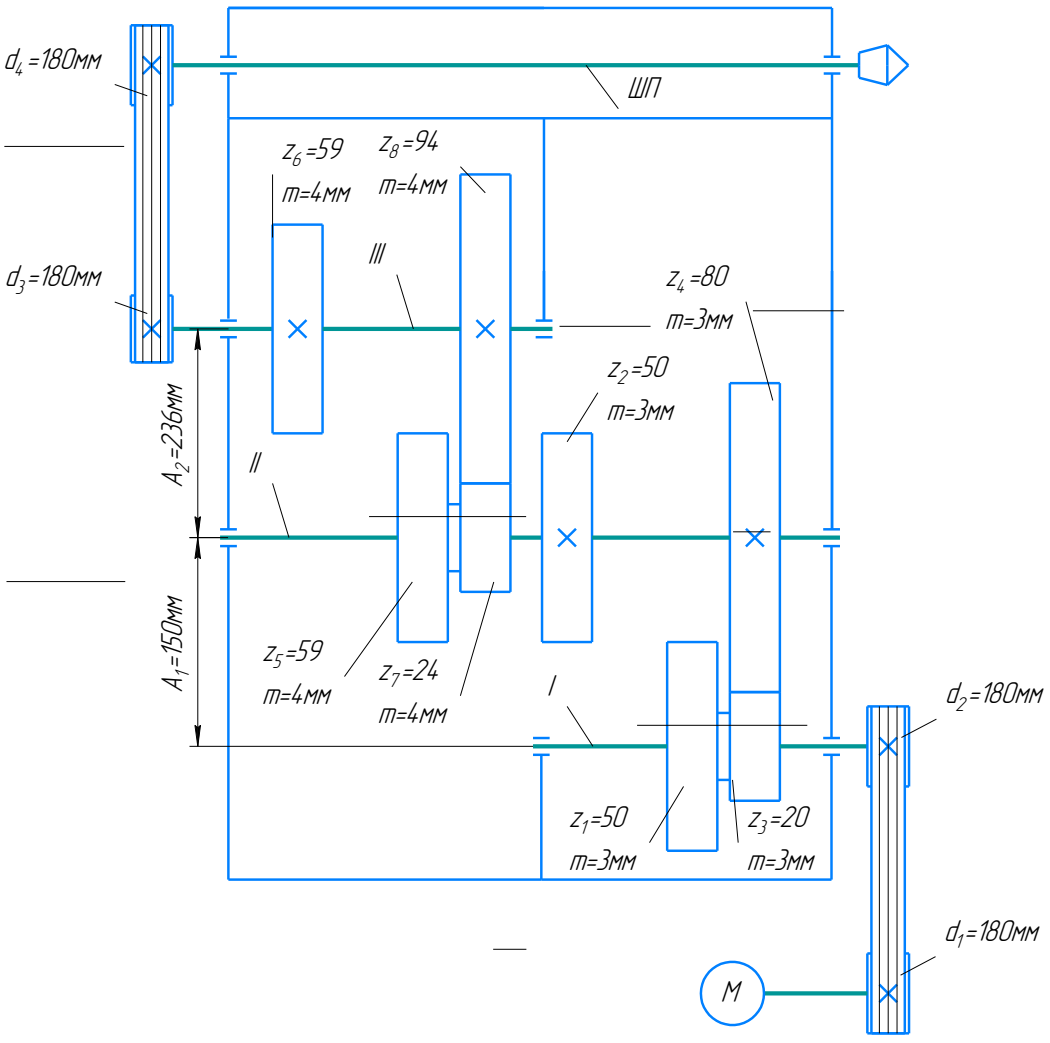

Рисунок 7 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рис. 7):

$$A_1 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_4),$$

$$A_1 = \frac{3}{2}(50 + 50) = \frac{3}{2}(20 + 80) = 150\,\text{мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и III (см. рис. 8):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$

$$A_2 = \frac{4}{2}(59 + 59) = \frac{4}{2}(24 + 94) = 236\,\text{мм}.$$

2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m\,z,$$

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]:

$$b = (8\ldots10)m.$$

Тогда, $z_1 = 50$, $m = 3\,\text{мм}$,

$$d_1 = 3 \cdot 50 = 150\ \text{мм},$$

$$d_{a1} = 150 + 2 \cdot 3 = 156\ \text{мм},$$

$$d_{f1} = 150 - 2{,}5 \cdot 3 = 142{,}5\,\text{мм},$$

$$b_1 = (8\ldots10) \cdot 3 = (24\ldots30)\,\text{мм},$$

принимаем $b_1 = 30\,\text{мм}$.

$z_2 = 50$, $m = 3\,\text{мм}$,

$$d_2 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = 150 + 2 \cdot 3 = 156 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = 150 - 2{,}5 \cdot 3 = 142{,}5 \text{мм},$$

$$b_2 = (8 \ldots 10) \cdot 3 = (24 \ldots 30) \text{мм},$$

принимаем $b_2 = 30$ мм.

$z_3 = 20$, $m = 3$мм,

$$d_3 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм},$$

$$d_{a3} = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм},$$

$$d_{f3} = 60 - 2{,}5 \cdot 3 = 52{,}5 \text{мм},$$

$$b_3 = (8 \ldots 10) \cdot 3 = (24 \ldots 30) \text{мм},$$

принимаем $b_3 = 30$ мм.

$z_4 = 80$, $m = 3$мм,

$$d_4 = 3 \cdot 80 = 240 \text{ мм},$$

$$d_{a4} = 240 + 2 \cdot 3 = 246 \text{ мм},$$

$$d_{f4} = 228 - 2{,}5 \cdot 3 = 220{,}5 \text{мм},$$

$$b_4 = (8 \ldots 10) \cdot 3 = (24 \ldots 30) \text{мм},$$

принимаем $b_4 = 30$ мм.

$z_5 = 59$, $m = 4$мм,

$$d_5 = 4 \cdot 59 = 236 \text{ мм},$$

$$d_{a5} = 236 + 2 \cdot 4 = 244 \text{ мм},$$

$$d_{f5} = 236 - 2{,}5 \cdot 4 = 226 \text{мм},$$

$$b_5 = (8 \ldots 10) \cdot 4 = (32 \ldots 40) \text{мм},$$

принимаем $b_5 = 36$ мм.

$z_6 = 59$, $m = 4$мм,

$$d_6 = 4 \cdot 59 = 236 \text{ мм},$$

$$d_{a6} = 236 + 2 \cdot 4 = 244 \text{ мм},$$

$$d_{f6} = 236 - 2{,}5 \cdot 4 = 226 \text{мм},$$

$$b_6 = (8 \ldots 10) \cdot 4 = (32 \ldots 40) \text{мм},$$

принимаем $b_6 = 36$ мм.

$z_7 = 24$, $m = 4$мм,

$$d_7 = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм},$$

$$d_{a7} = 96 + 2 \cdot 4 = 104 \text{ мм},$$

$$d_{f7} = 96 - 2{,}5 \cdot 4 = 86 \text{мм},$$

$$b_7 = (8 \ldots 10) \cdot 4 = (32 \ldots 40) \text{мм},$$

принимаем $b_7 = 36$ мм.

$z_8 = 94$, $m = 4$мм,

$$d_8 = 4 \cdot 94 = 376 \text{ мм},$$

$$d_{a8} = 376 + 2 \cdot 4 = 384 \text{ мм},$$

$$d_{f8} = 376 - 2{,}5 \cdot 4 = 366 \text{мм},$$

$$b_8 = (8 \ldots 10) \cdot 4 = (32 \ldots 40) \text{мм},$$

принимаем $b_8 = 36$ мм.

2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100$ мм, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20]. Меньшее значение быстроходности dn принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [1, с. 88]:

$$d_{\text{шп}} n_{\text{шп(max)}} = 100 \cdot 3000 = 3{,}0 \cdot 10^5.$$

Выбираем схему установки подшипников (рис. 8) [1, с. 89–90, т. 20]:

3182100+178000+46000КУ

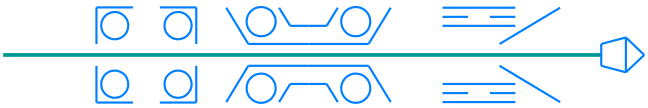

Рисунок 8 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

2.5 РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность вала I

Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей представленная на рисунке 8.

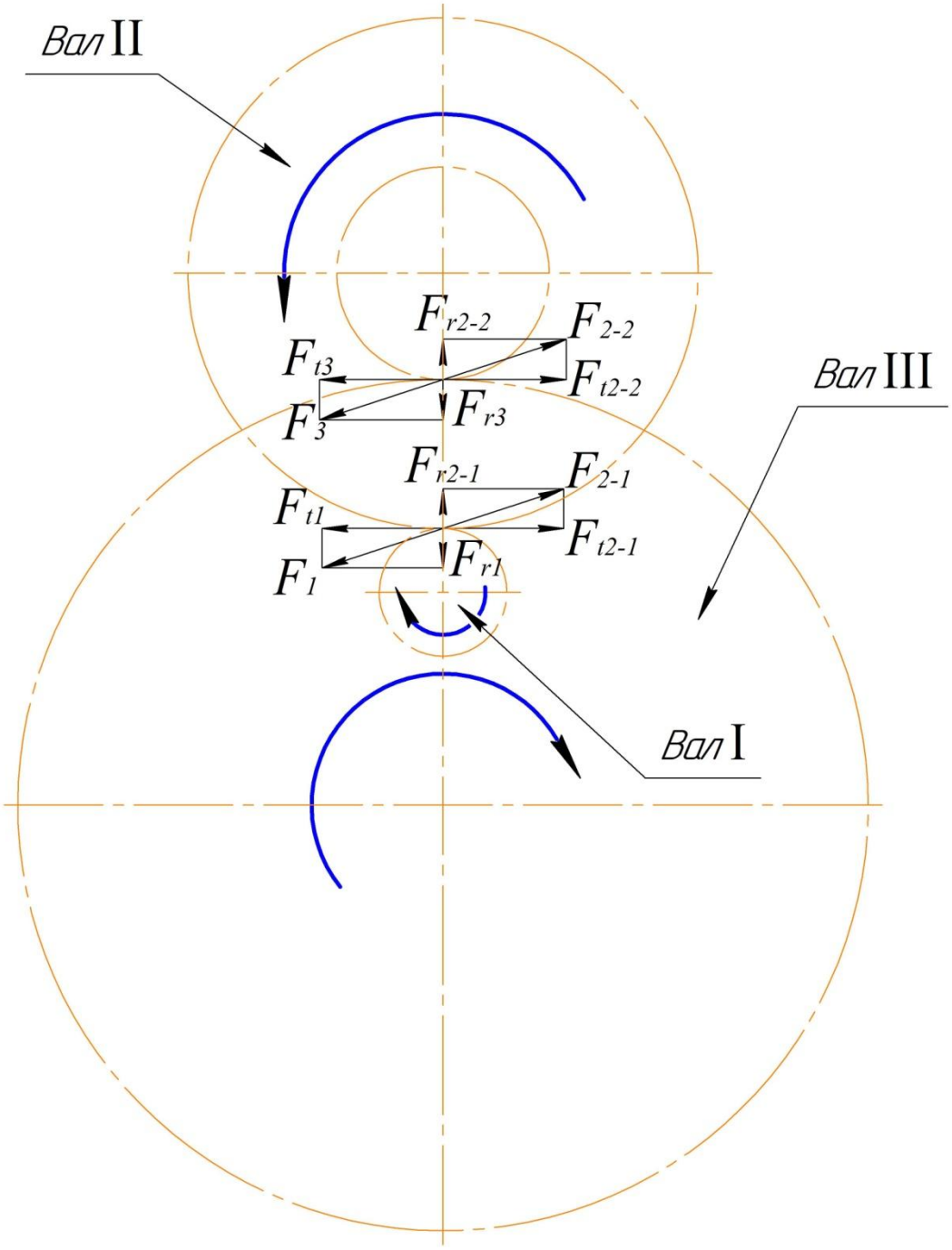

Рисунок 8 – Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей

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 = 80,36 Н·м;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу I и находящийся в зацеплении d_1 = 48 мм;

– диаметр ведомого шкива на валу $d_{1шк}$ = 180 мм;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: a = 134,8 мм; b = 42,2 мм; c = 67,5 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.

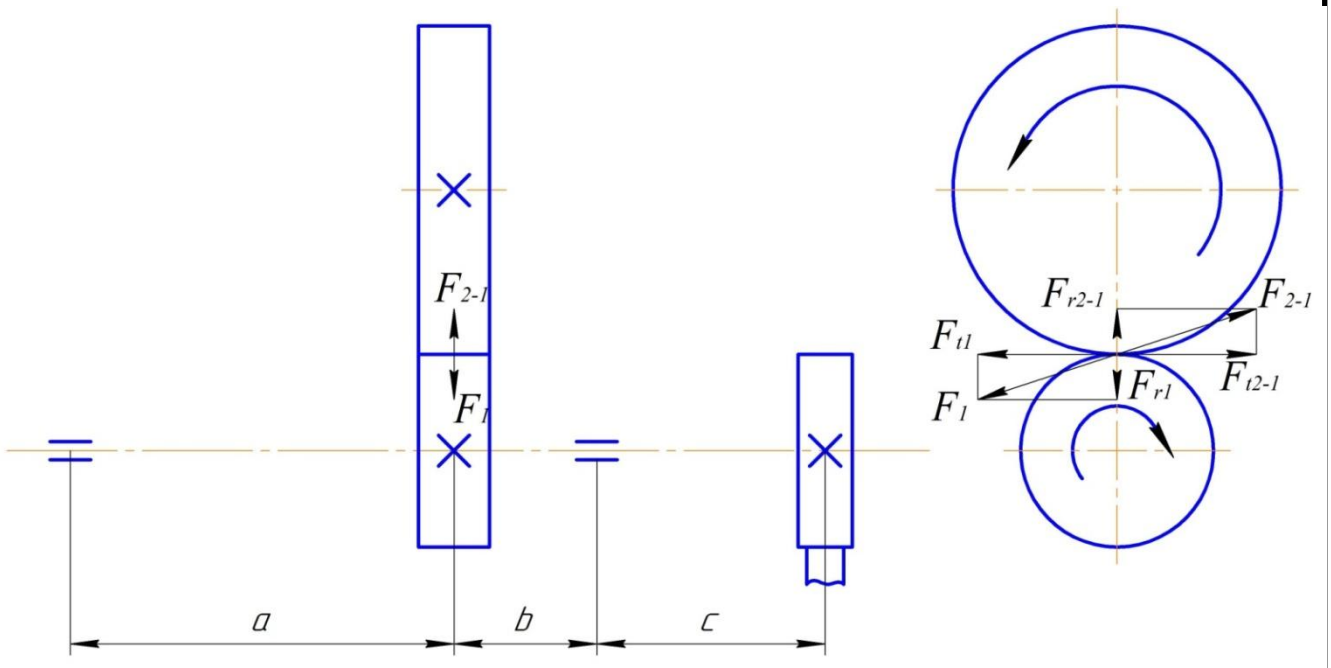

Рисунок 9 – схема вала I с силами зацепления действующими на вал I и

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,

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 80{,}36}{48} = 3348{,}333 \text{ Н.}$$

– 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 β – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые ,то β = 0.

Поэтому,

$$F_{r1} = F_{r2-1} = F_{t1} \tan 20^\circ = 3348{,}33 \cdot 0{,}364 = 1218{,}792 \text{ Н}$$

Силу $F_{\text{р1}}$, действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяем по зависимости [3, с.120, ф. 6.5]:

$$F_{\text{р1}} = \frac{F_{t\text{р1}} \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0{,}95 F_{t\text{р1}}}{\psi},$$

где $F_{t\text{р1}}$ – окружная сила на шкиве, Н;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{t\text{р1}} = \frac{2000 M_1}{d_{1\text{ШК}}} = \frac{2000 \cdot 80{,}36}{180} = 892{,}888 \text{ Н},$$

$$F_{\text{р1}} = \frac{0{,}95 F_{t\text{р1}}}{\psi} = \frac{0{,}95 \cdot 892{,}888}{0{,}7} = 1211{,}776 \text{ Н.}$$

Так как ременная передача находится под углом разложим $F_{р1}$ на составляющие по осям (Рисунок 10).

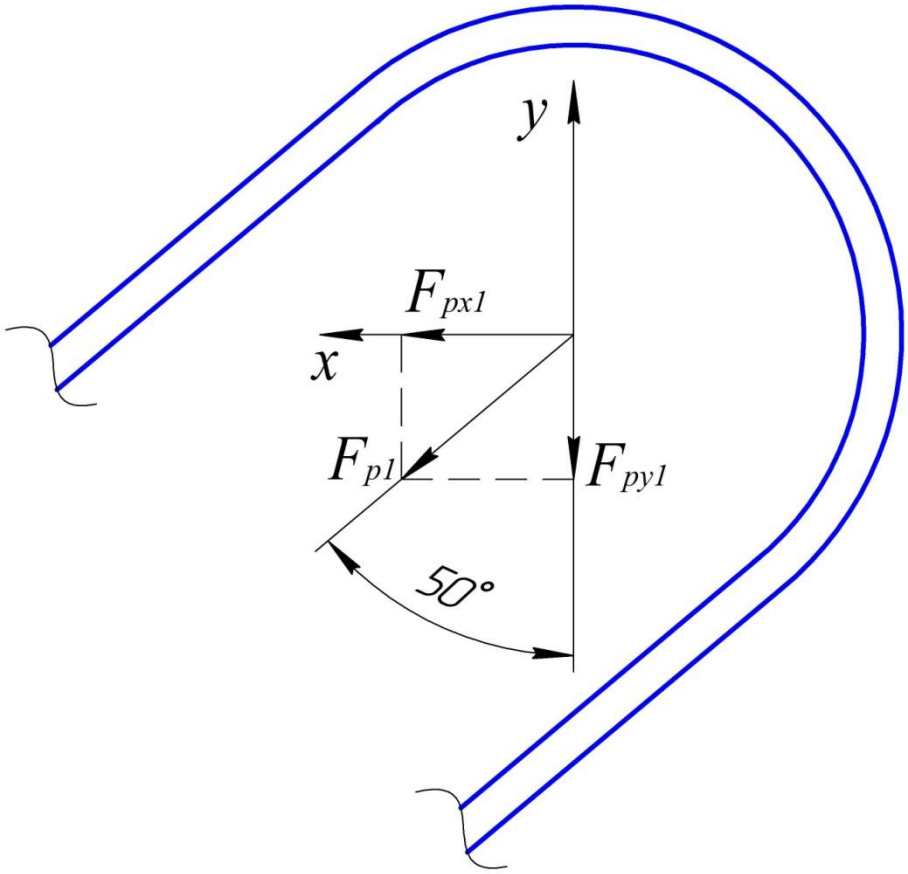

Рисунок 10 – Схема действия силы $F_{р1}$ в ременной передачи.

$$F_{рх1} = F_{р1} \cdot \sin 50 = 1211{,}776 \cdot 0{,}766 = 928{,}22 \text{ Н}$$

$$F_{ру1} = F_{р1} \cdot \cos 50 = 1211{,}776 \cdot 0{,}643 = 779{,}171 \text{ Н}$$

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

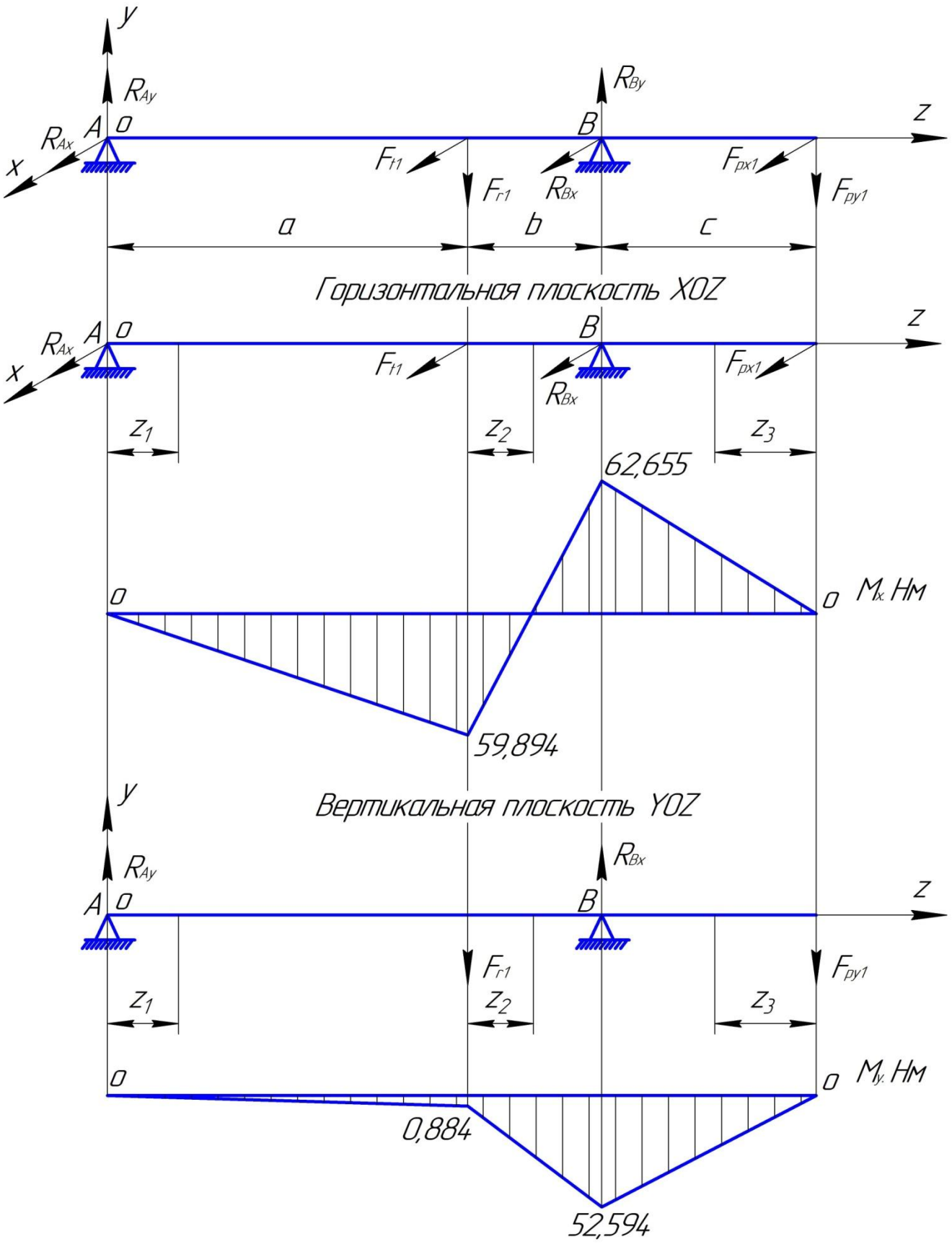

Рисунок 11,а – Расчетная схема вала I

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 11,а):

$\sum M_A=0; \quad F_{t1}\cdot a + R_{Bx}\cdot(a+b) + F_{px1}\cdot(a+b+c) = 0;$

$R_{Bx} = \frac{-F_{t1}\cdot a - F_{px1}\cdot(a+b+c)}{a+b} = \frac{-3348{,}333\cdot 134{,}8 - 928{,}22\cdot(134{,}8+42{,}2+67{,}5)}{134{,}8+42{,}2} =$

$= -3832{,}232$ Н

$\sum M_B=0; \quad -R_{Ax}\cdot(a+b) - F_{t1}\cdot b + F_{px1}\cdot c = 0$

$R_{Ax} = \frac{-F_{t1}\cdot b + F_{px1}\cdot c}{a+b} = \frac{-3348{,}333\cdot 42{,}2 + 928{,}22\cdot 67{,}5}{134{,}8+42{,}2} = -444{,}321$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0; \quad R_{Ax} + F_{t1} + R_{Bx} + F_{px1} = -444{,}321 + 3348{,}333 - 3832{,}232 + 928{,}22 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 11,а):

$\sum M_A=0; \quad -F_{r1}\cdot a + R_{By}\cdot(a+b) - F_{py1}\cdot(a+b+c) = 0;$

$R_{By} = \frac{F_{r1}\cdot a + F_{py1}\cdot(a+b+c)}{a+b} = \frac{1218{,}792\cdot 134{,}8 + 779{,}171\cdot(134{,}8+42{,}2+67{,}5)}{134{,}8+42{,}2} =$

$= 2004{,}522$ Н

$\sum M_B=0; \quad -R_{Ay}\cdot(a+b) + F_{r1}\cdot b - F_{py1}\cdot c = 0$

$R_{Ay} = \frac{F_{r1}\cdot b - F_{py1}\cdot c}{a+b} = \frac{1218{,}792\cdot 42{,}2 - 779{,}171\cdot 67{,}5}{134{,}8+42{,}2} = -6{,}559$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum x = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} - F_{py1} = -6{,}559 - 1218{,}792 + 2004{,}522 - 779{,}171 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 11,а):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

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

При $z_1 = 0$

$M_x = 0$

При $z_1 = a$.

$M_x = R_{Ax} \cdot a = -444{,}321 \cdot 134{,}8 = -59894{,}471$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) + F_{t1} z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_x = R_{Ax} \cdot a = -59894{,}471$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) + F_{t1} \cdot b = -444{,}321 \cdot (134{,}8 + 42{,}2) + 3348{,}333 \cdot 42{,}2 = 62654{,}835$ Н·мм

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

$M_x = F_{рx1} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_x = 0$

При $z_3 = c$.

$M_x = F_{рx1} \cdot c = 928{,}22 \cdot 67{,}5 = 62654{,}85$ Н·мм

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 4):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

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

При $z_1 = 0$

$M_y = 0$

При $z_1 =$ a.

$M_y = R_{Ay} \cdot a = -6{,}559 \cdot 134{,}8 = -884{,}153$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) - F_{r1} z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_y = R_{Ay} \cdot a = -884{,}153$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot b = -6{,}559 \cdot (134{,}8 + 42{,}2) - 1218{,}792 \cdot 42{,}2 = -52593{,}965$ Н·мм

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

$M_y = -F_{ру1} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_y = 0$

При $z_3 = c$.

$M_y = -F_{ру1} \cdot c = -779{,}171 \cdot 67{,}5 = -52594{,}042$ Н·мм

Суммарный изгибающий момент в сечении под второй опорой (подшипником) В:

$$M_B = \sqrt{(M_B^x)^2 + \left(M_B^y\right)^2} = \sqrt{(62654{,}85)^2 + \left(-52594{,}042\right)^2} = 81803{,}238$$

Н·мм

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, [σ]=320МПа – 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;

[σ] – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{81{,}803^{\,2} + 0{,}5 \cdot 80{,}36^2}}{320} \cdot 10^3 = 311{,}257 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 311{,}257}{3{,}14}} = 14{,}693 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

При изменении направления вращения вала I измениться направление силы F_{t1}, но сила $F_{\text{рх1}}$ не изменяет своего направления, что в свою очередь повлечет изменение момент сопротивления в опасном сечении.

Для того что бы убедиться в том что вал I сможет выдержать нагрузки при реверсе нужно провести проверочный расчет с другим направлением вращения.

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I при реверсе (рисунок 11,б).

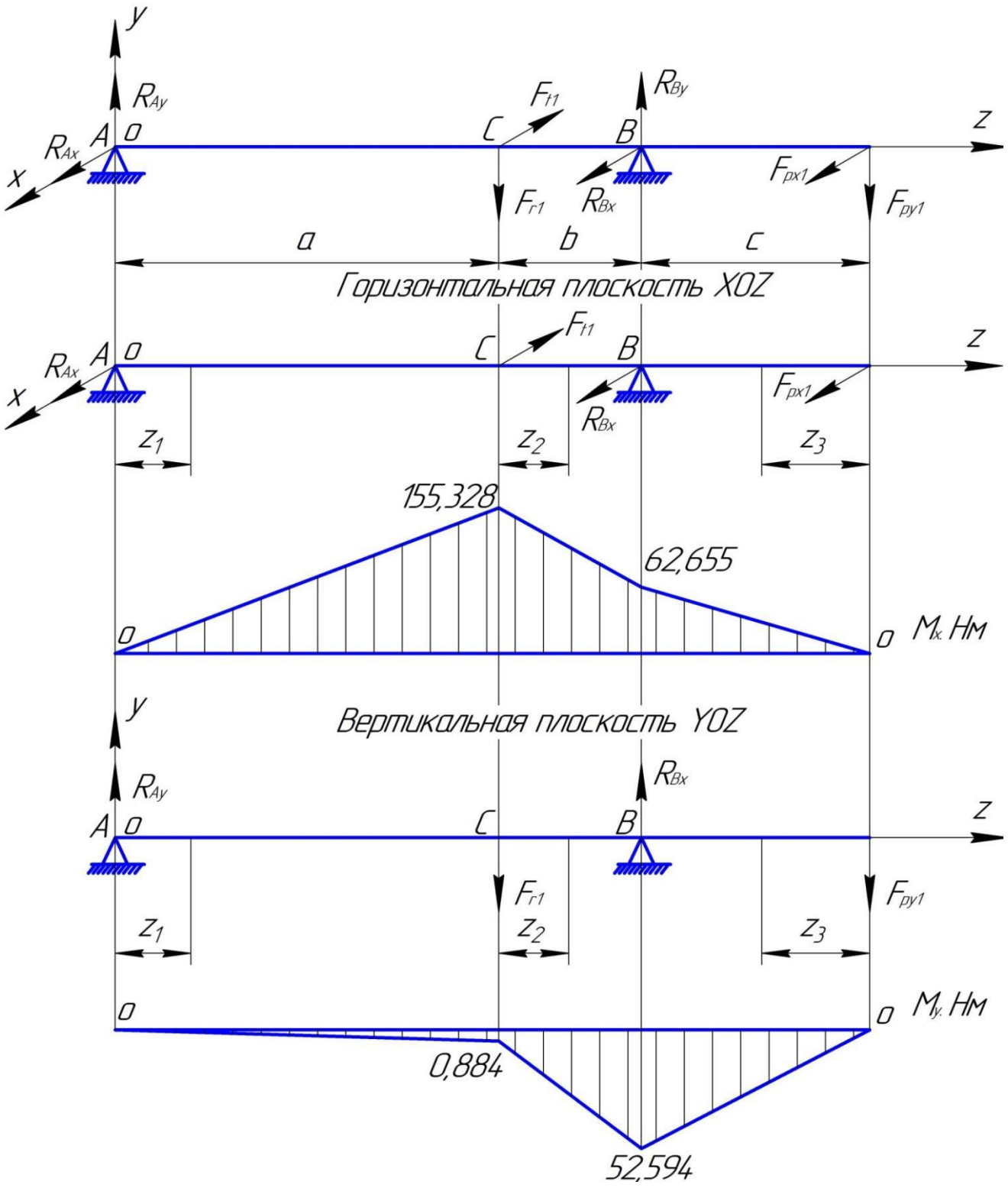

Рисунок 11,б – Расчетная схема вала I при реверсе

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 11,б):

$\sum M_A=0; \quad -F_{t1}\cdot a + R_{Bx}\cdot(a+b) + F_{px1}\cdot(a+b+c) = 0;$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1}\cdot a - F_{px1}\cdot(a+b+c)}{a+b} = \frac{3348{,}333\cdot 134{,}8 - 928{,}22\cdot(134{,}8+42{,}2+67{,}5)}{134{,}8+42{,}2} = 1267{,}828 \text{ Н}$$

$\sum M_B=0; \quad -R_{Ax}\cdot(a+b)+F_{t1}\cdot b+F_{px1}\cdot c=0$

$R_{Ax}=\frac{F_{t1}\cdot b+F_{px1}\cdot c}{a+b}=\frac{3348,333\cdot 42,2+928,22\cdot 67,5}{134,8+42,2}=1152,285$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y=0; \quad R_{Ax}-F_{t1}+R_{Bx}+F_{px1}=1152,285-3348,333+1267,828+928,22=0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 11,б):

$\sum M_A=0; \quad -F_{r1}\cdot a+R_{By}\cdot(a+b)-F_{py1}\cdot(a+b+c)=0;$

$R_{By}=\frac{F_{r1}\cdot a+F_{py1}\cdot(a+b+c)}{a+b}=\frac{1218,792\cdot 134,8+779,171\cdot(134,8+42,2+67,5)}{134,8+42,2}=2004,522$ Н

$\sum M_B=0; \quad -R_{Ay}\cdot(a+b)+F_{r1}\cdot b-F_{py1}\cdot c=0$

$R_{Ay}=\frac{F_{r1}\cdot b-F_{py1}\cdot c}{a+b}=\frac{1218,792\cdot 42,2-779,171\cdot 67,5}{134,8+42,2}=-6,559$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum x=0; \quad R_{Ay}-F_{r1}+R_{By}-F_{py1}=-6,559-1218,792+2004,522-779,171=0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 11,б):

I участок:$0\leqslant z_1\leqslant a$.

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

При $z_1=0$

$M_x=0$

При $z_1=a$.

$M_x=R_{Ax}\cdot a=1152,285\cdot 134,8=155328,018$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) - F_{t1} z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_x = R_{Ax} \cdot a = 155328{,}018$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) + F_{t1} \cdot b = 1152{,}285 \cdot (134{,}8 + 42{,}2) - 3348{,}333 \cdot 42{,}2 =$ 62654,792 Н·мм

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

$M_x = F_{px1} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_x = 0$

При $z_3 = c$.

$M_x = F_{px1} \cdot c = 928{,}22 \cdot 67{,}5 = 62654{,}85$ Н·мм

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 11,б):

I участок: $0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

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

При $z_1 = 0$

$M_y = 0$

При z_1= a.

$M_y = R_{Ay} \cdot a = -6{,}559 \cdot 134{,}8 = -884{,}153$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) - F_{r1} z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_y = R_{Ay} \cdot a = -884{,}153$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot b = -6{,}559 \cdot (134{,}8 + 42{,}2) - 1218{,}792 \cdot 42{,}2 =$

$= -52593{,}965$ Н·мм

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

$M_y = -F_{ру1} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_y = 0$

При $z_3 = c$.

$M_y = -F_{ру1} \cdot c = -779{,}171 \cdot 67{,}5 = -52594{,}042$ Н·мм

Суммарный изгибающий момент в сечении под зубчатым колесом :

$$M = \sqrt{(M^x)^2 + \left(M_B^y\right)^2} = \sqrt{(155328{,}018)^2 + \left(-884{,}153\right)^2} = 155330{,}534$$

Н·мм

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, [σ]=320МПа – 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;

[σ] – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{155{,}331^2 + 0{,}5 \cdot 80{,}36^2}}{320} \cdot 10^3 = 516{,}862 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 516{,}862}{3{,}14}} = 17{,}399 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет на прочность вала II

Исходные данные для расчета вала II:

– крутящий момент на валу II M_2 = 310,617 Н·м;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу II и находящийся в зацеплении $d_{2\text{-}2}$ = 80 мм;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: a = 64мм; b = 399,505 мм; c = 37,998 мм.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 12 – схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III.

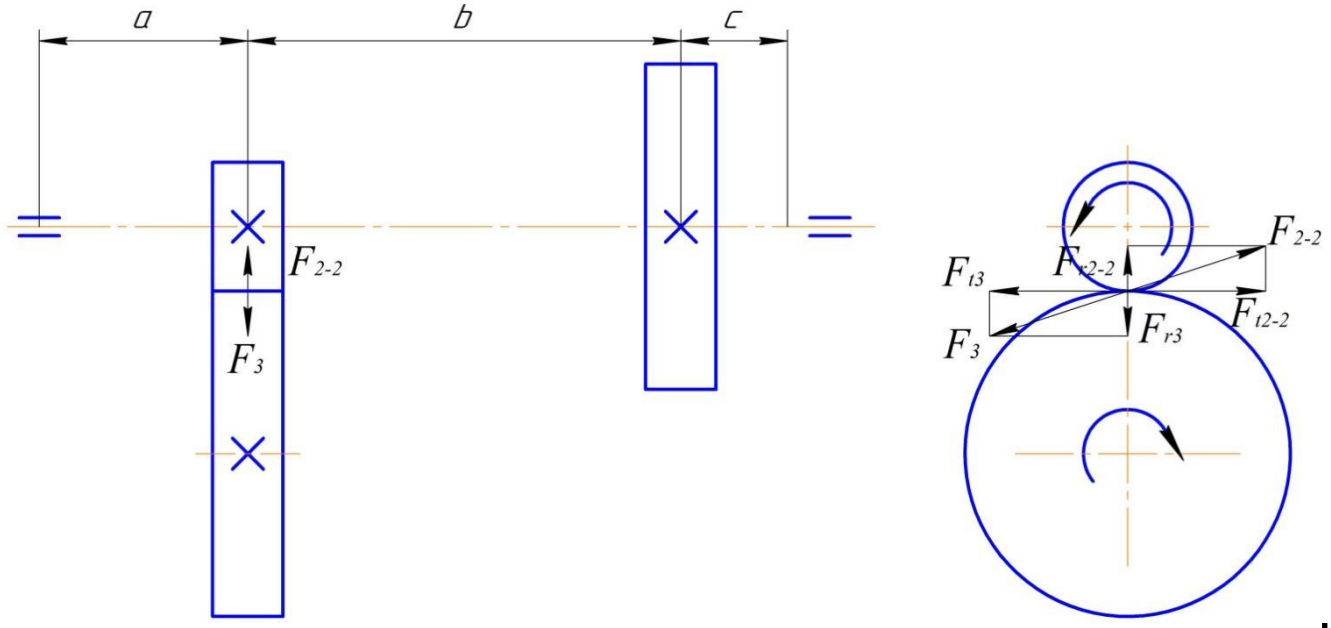

Рисунок 12 – схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III.

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 II.

Следовательно,

$$F_{t2-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 310{,}617}{80} = 7765{,}425\text{Н}.$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

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

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

cos β – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые ,то β = 0.

Поэтому,

$$F_{r2-2} = F_{r3} = F_{t2-2} \tan 20^\circ = 7765{,}425 \cdot 0{,}364 = 2826{,}615 \text{ Н}.$$

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

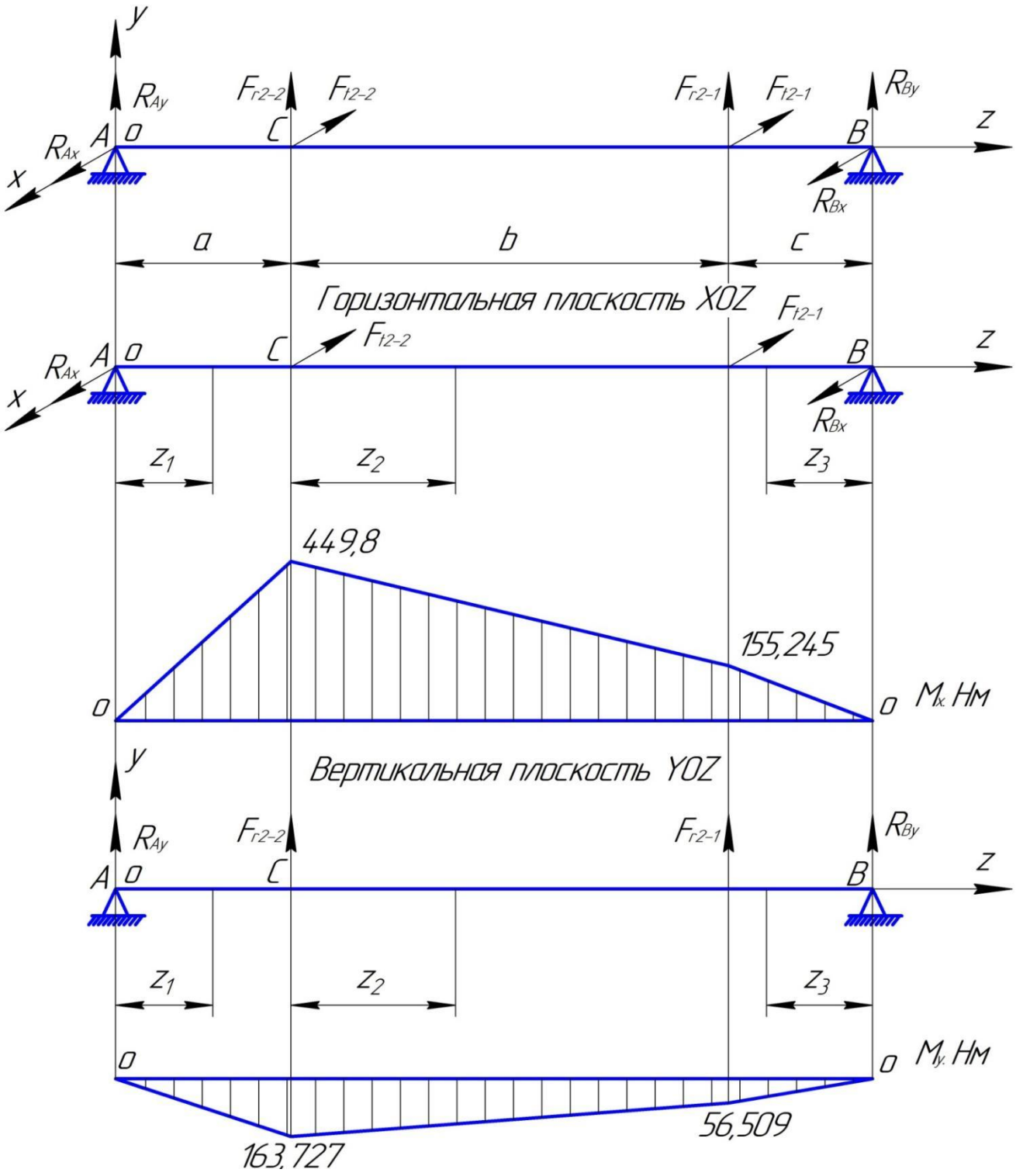

Рисунок 13 – Расчетная схема вала II

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 13):

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

$$R_{Bx} = \frac{F_{t2-2}\cdot a + F_{t2-1}\cdot(a+b)}{a+b+c} = \frac{7765{,}425\cdot 64 + 3348{,}333\cdot(64+399{,}505)}{64+399{,}505+37{,}998} = 4085{,}631 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ax} = \frac{F_{t2-2} \cdot (b+c) + F_{t2-1} \cdot c}{a+b+c} = \frac{7765{,}425 \cdot (399{,}505+37{,}998) + 3348{,}333 \cdot 37{,}998}{64+399{,}505+37{,}998} =$$

= 7028,127 Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0;$ $R_{Ax} - F_{t\ 2\text{-}2} - F_{t\ 2\text{-}1} + R_{Bx}$ =7028,127 – 7765,425 –3348,333 + 4085,631 = 0

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 13):

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

$$R_{By} = \frac{-F_{r2-2} \cdot a - F_{r2-1} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-2826{,}615 \cdot 64 - 1218{,}792 \cdot (64+399{,}505)}{64+399{,}505+37{,}998} = -1487{,}169 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ay} = \frac{-F_{r2-2} \cdot (b+c) - F_{r2-1} \cdot c}{a+b+c} = \frac{-2826{,}615 \cdot (399{,}505+37{,}998) - 1218{,}792 \cdot 37{,}998}{64+399{,}505+37{,}998} =$$

= –2558,238 Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0;$ $R_{Ay} + F_{r2\text{-}2} + F_{t2\text{-}1} + R_{By}$ = –2558,238 + 2826,615 + 1218,792 – 1487,169 = 0

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 13):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

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

При $z_1 = 0$

$M_x = 0$

При z_1= a.

$M_x = R_{Ax} \cdot a$ = 7028,127·64 = 449800,128 Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) - F_{t2\text{-}2} \cdot z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_x = R_{Ax} \cdot a = 449800{,}128$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) - F_{t2\text{-}2} \cdot b = 7028{,}127 \cdot (64+399{,}505) - 7765{,}425 \cdot 399{,}505 =$

$= 155245{,}891$ Н·мм

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

$M_x = R_{Bx} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_x = 0$

При $z_3 = c$.

$M_x = R_{Bx} \cdot c = 4085{,}631 \cdot 37{,}998 = 155245{,}807$ Н·мм

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 13):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

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

При $z_1 = 0$

$M_y = 0$

При $z_1 = a$.

$M_y = R_{Ay} \cdot a = -2558{,}238 \cdot 64 = -163727{,}232$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) + F_{r2\text{-}2} z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_y = R_{Ay} \cdot a = -163727{,}232$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r2\text{-}2} \cdot b = -2558{,}238 \cdot (64+399{,}505) + 2826{,}615 \cdot 399{,}505 =$

$= -56509{,}278$Н·мм

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

$M_y = R_{By} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_y = 0$

При $z_3 = c$.

$M_y = R_{By} \cdot c = -1487{,}169 \cdot 37{,}998 = -56509{,}448$ Н·мм

Суммарный изгибающий момент в сечении под вторым зубчатым зацеплением:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + \left(M_c^y\right)^2} = \sqrt{(449800{,}128)^2 + \left(-\,163727{,}232\right)^2} =$$

$= 478671{,}873$Н·мм

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, [σ]=320МПа – 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;

[σ] – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{478{,}672^{\,2} + 0{,}5 \cdot 310{,}617^2}}{320} \cdot 10^3 = 1645{,}805 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1645{,}805}{3{,}14}} = 25{,}598 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет на прочность вала III

Исходные данные для расчета вала III:

– крутящий момент на валу III M_3 = 1173,217 Н·м;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу I и находящийся в зацеплении d_3 = 320 мм;

– диаметр ведомого шкива на валу II $d_{2шк}$= 180 мм;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения a = 80,624 мм; b = 54,058 мм; c = 199 мм.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 14 – схема с силами зацепления действующими на вал III и вал II во втором зацеплении.

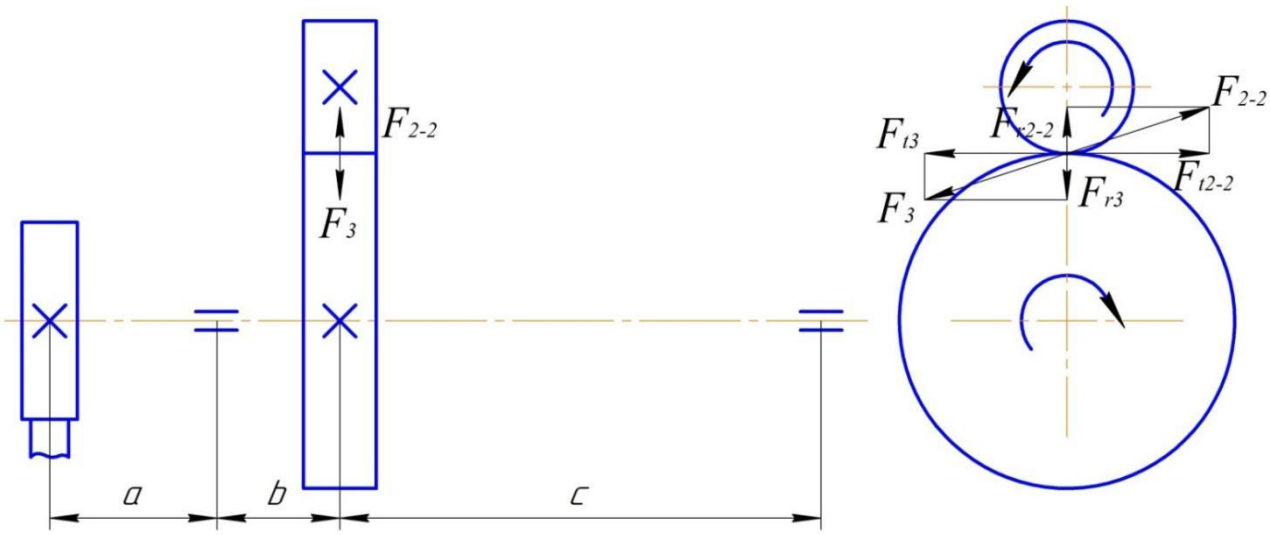

Рисунок 14 – схема с силами зацепления действующими на вал III и вал II во втором зацеплении.

Силу $F_{р2}$, действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяем по зависимости [3, с.120, ф. 6.5]:

$$F_{р2} = \frac{F_{tp2} \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0{,}95 F_{tp2}}{\psi},$$

где F_{tp2} – окружная сила на втором шкиве, Н;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{t\text{р}2} = \frac{2000M_3}{d_{2\text{ШК}}} = \frac{2000 \cdot 1173{,}217}{180} = 13035{,}744 \text{ Н},$$

$$F_{\text{р}2} = \frac{0{,}95F_{t\text{р}2}}{\psi} = \frac{0{,}95 \cdot 13035{,}744}{0{,}7} = 17691{,}367 \text{ Н}.$$

Так как ременная передача находится под углом разложим $F_\text{р}$ на составляющие по осям (Рисунок 15).

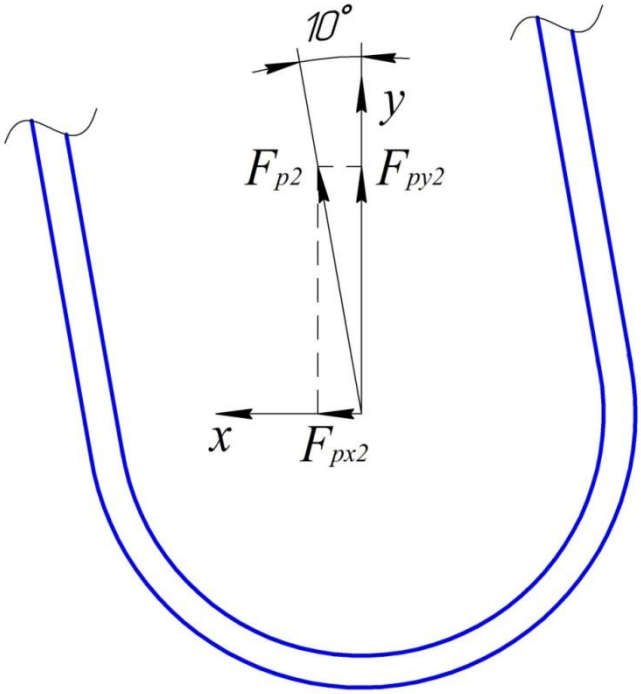

Рисунок 15 – Схема действия силы $F_{\text{р}2}$ в второй ременной передачи.

$$F_{\text{р}x2} = F_{\text{р}2} \cdot \sin 10 = 17691{,}367 \cdot 0{,}174 = 3078{,}298 \text{ Н}$$

$$F_{\text{р}y2} = F_{\text{р}2} \cdot \cos 10 = 17691{,}367 \cdot 0{,}985 = 17425{,}996 \text{ Н}$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала III (рисунок 16,а).

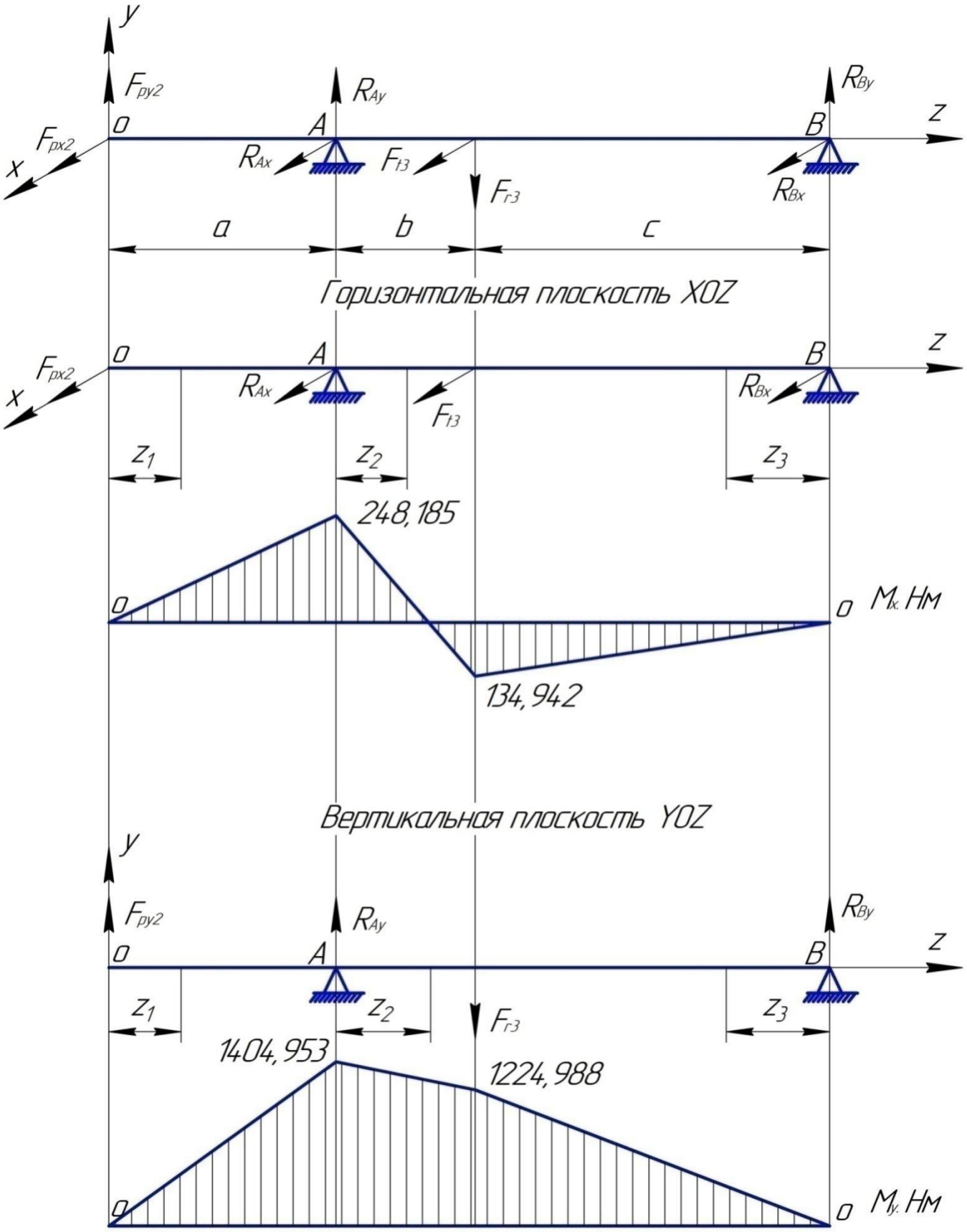

Рисунок 16,а – Расчетная схема вала III

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 16,а):

$\sum M_A=0;\quad -F_{px2}\cdot a + F_{t3}\cdot b + R_{Bx}\cdot(b+c) = 0;$

$R_{Bx} = \frac{F_{px2}\cdot a - F_{t3}\cdot b}{b+c} = \frac{3078{,}298\cdot 80{,}624 - 7765{,}425\cdot 54{,}058}{54{,}058+199} = -678{,}1$ Н

$\sum M_B=0;\quad -F_{px2}\cdot(a+b+c) - R_{Ax}\cdot(b+c) - F_{t3}\cdot c = 0$

$R_{Ax} = \frac{-F_{px2}\cdot(a+b+c) - F_{t3}\cdot c}{b+c} = \frac{-3078{,}298\cdot(80{,}624+54{,}058+199) - 7765{,}425\cdot 199}{54{,}058+199} =$

$= -10165{,}623$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum x = 0;\quad F_{px2} + R_{Ax} + F_{t3} + R_{Bx} = 3078{,}298 - 10165{,}623 + 7765{,}425 - 678{,}1 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 16,а):

$\sum M_A=0;\quad -F_{py2}\cdot a - F_{r3}\cdot b + R_{By}\cdot(b+c) = 0;$

$R_{By} = \frac{F_{py2}\cdot a + F_{r3}\cdot b}{b+c} = \frac{17425{,}996\cdot 80{,}624 + 2826{,}615\cdot 54{,}058}{54{,}058+199} = 6155{,}722$ Н

$\sum M_B=0;\quad -F_{py2}\cdot(a+b+c) - R_{Ay}\cdot(b+c) + F_{r3}\cdot c = 0$

$R_{Ay} = \frac{-F_{py2}\cdot(a+b+c) + F_{r3}\cdot c}{b+c} = \frac{-17425{,}996\cdot(80{,}624+54{,}058+199) + 2826{,}615\cdot 199}{54{,}058+199} =$

$= -20755{,}103$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0;\ F_{py2} + R_{Ay} - F_{r3} + R_{By} = 17425{,}996 - 20755{,}103 - 2826{,}615 + 6155{,}722 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 16,а):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

$M_x = F_{px2} \cdot z_1 = 0$

При $z_1 = 0$

$M_x = 0$

При $z_1 = a$.

$M_x = F_{px2} \cdot a = 3078{,}298 \cdot 80{,}624 = 248184{,}698$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_x = F_{px2} \cdot (a+z_2) + R_{Ax} \cdot z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_x = F_{px2} \cdot a = 248184{,}698$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_x = F_{px2} \cdot (a+b) + R_{Ax} \cdot b = 3078{,}298 \cdot (80{,}624 + 54{,}058) - 10165{,}623 \cdot 54{,}058$

=

$= -134941{,}917$ Н·мм

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

$M_x = R_{Bx} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_x = 0$

При $z_3 = c$.

$M_x = R_{Bx} \cdot c = -678{,}1 \cdot 199 = -134941{,}9$ Н·мм

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 16,а):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

$M_y = F_{py2} \cdot z_1 = 0$

При $z_1 = 0$

$M_y = 0$

При $z_1 = a$.

$M_y = F_{py2} \cdot a = 17425{,}996 \cdot 80{,}624 = 1404953{,}5$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_y = F_{ру2} \cdot (a+z_2) + R_{Ay} \cdot z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_y = F_{ру2} \cdot a$ = 1404953,5 Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_y = F_{ру2} \cdot (a+b) + R_{Ay} \cdot b$ = 17425,996 ·(80,624 + 54,058)

– 20755,103·54,058 = 1224988,64 Н·мм

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

$M_y = R_{By} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_y = 0$

При $z_3 = c$.

$M_y = R_{By} \cdot c$ = 6155,722 ·199 = 1224988,68 Н·мм

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

$$M_A = \sqrt{(M_A^x)^2 + \left(M_A^y\right)^2} = \sqrt{(248184{,}698)^2 + (1404953{,}5\ )^2} =$$

1426705,99 Н·мм

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, [σ]=320МПа – 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;

[σ] – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{1426{,}706^{\,2} + 0{,}5 \cdot 1173{,}217^{\,2}}}{320} \cdot 10^3 = 5157{,}395\ м^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5157{,}395}{3{,}14}} = 37{,}458 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Для того что бы убедиться в том что вал III сможет выдержать нагрузки при реверсе нужно провести проверочный расчет с другим направлением вращения.

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала III при реверсе (рисунок 16,б).

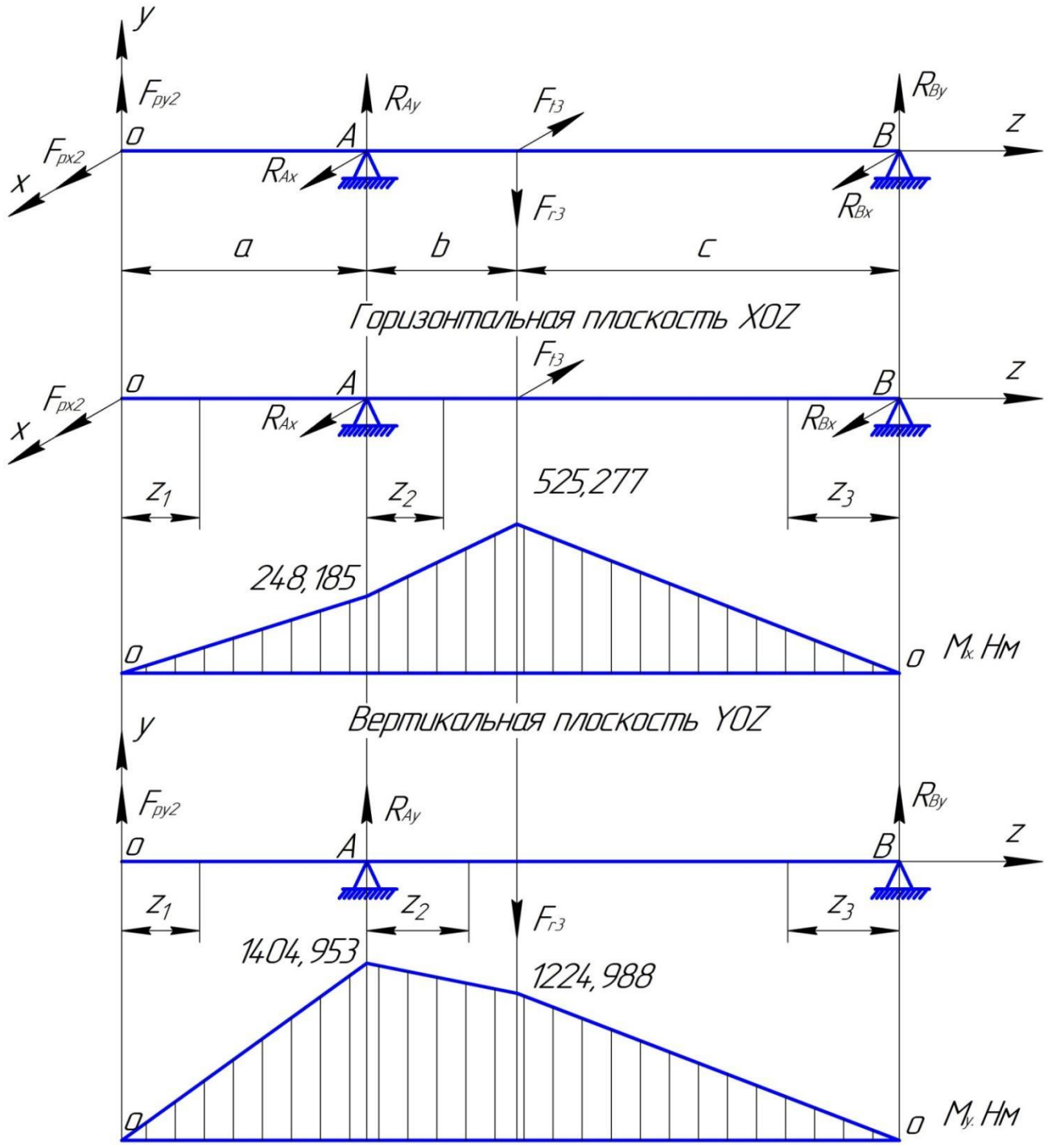

Рисунок 16,б – Расчетная схема вала III при реверсе

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 16,б):

$\sum M_A=0; \quad -F_{rx2}\cdot a - F_{t3}\cdot b + R_{Bx}\cdot(b+c) = 0;$

$$R_{Bx} = \frac{F_{rx2}\cdot a + F_{t3}\cdot b}{b+c} = \frac{3078{,}298\cdot 80{,}624 + 7765{,}425\cdot 54{,}058}{54{,}058+199} = 2639{,}585 \text{ Н}$$

$\sum M_B=0; \quad -F_{rx2}\cdot(a+b+c) - R_{Ax}\cdot(b+c) + F_{t3}\cdot c = 0$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{px2}\cdot(a+b+c)+F_{t3}\cdot c}{b+c} = \frac{-3078{,}298\cdot(80{,}624+54{,}058+199)+7765{,}425\cdot 199}{54{,}058+199} =$$

= 2047,542 Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum x = 0;\quad F_{px2} + R_{Ax} - F_{t3} + R_{Bx} = 3078{,}298 + 2047{,}542 - 7765{,}425 + 2639{,}585 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 16,б):

$\sum M_A = 0;\quad -F_{py2}\cdot a - F_{r3}\cdot b + R_{By}\cdot(b+c) = 0;$

$$R_{By} = \frac{F_{py2}\cdot a+F_{r3}\cdot b}{b+c} = \frac{17425{,}996\cdot 80{,}624+2826{,}615\cdot 54{,}058}{54{,}058+199} = 6155{,}722 \text{ Н}$$

$\sum M_B = 0;\quad -F_{py2}\cdot(a+b+c) - R_{Ax}\cdot(b+c) + F_{r3}\cdot c = 0$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{py2}\cdot(a+b+c)+F_{r3}\cdot c}{b+c} = \frac{-17425{,}996\cdot(80{,}624+54{,}058+199)+2826{,}615\cdot 199}{54{,}058+199} =$$

= – 20755,103 Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0;\ F_{py2} + R_{Ay} - F_{r3} + R_{By} = 17425{,}996 - 20755{,}103 - 2826{,}615 + 6155{,}722 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 16,б):

I участок: $0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

$M_x = F_{px2}\cdot z_1 = 0$

При $z_1 = 0$

$M_x = 0$

При $z_1 = a$.

$M_x = F_{px2}\cdot a = 3078{,}298\cdot 80{,}624 = 248184{,}698$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_x = F_{px2} \cdot (a+z_2) + R_{Ax} \cdot z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_x = F_{px2} \cdot a = 248184{,}698$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_x = F_{px2} \cdot (a+b) + R_{Ax} \cdot b = 3078{,}298 \cdot (80{,}624 + 54{,}058) + 2047{,}542 \cdot 54{,}058 =$

$= 525277{,}357$ Н·мм

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

$M_x = R_{Bx} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_x = 0$

При $z_3 = c$.

$M_x = R_{Bx} \cdot c = 2639{,}585 \cdot 199 = 525277{,}415$ Н·мм

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 16,б):

I участок:$0 \leqslant z_1 \leqslant a$.

$M_y = F_{py2} \cdot z_1 = 0$

При $z_1 = 0$

$M_y = 0$

При $z_1 = a$.

$M_y = F_{py2} \cdot a = 17425{,}996 \cdot 80{,}624 = 1404953{,}5$ Н·мм

II участок $a \leqslant z_2 \leqslant (a+b)$.

$M_y = F_{py2} \cdot (a+z_2) + R_{Ay} \cdot z_2$

при $z_2 = 0$.

$M_y = F_{py2} \cdot a = 1404953{,}5$ Н·мм

при $z_2 = b$.

$M_y = F_{py2} \cdot (a+b) + R_{Ay} \cdot b = 17425{,}996 \cdot (80{,}624 + 54{,}058)$

$- 20755{,}103 \cdot 54{,}058 = 1224988{,}64$ Н·мм

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

$M_y = R_{By} \cdot z_3$

При $z_3 = 0$

$M_y = 0$

При $z_3 = c$.

$M_y = R_{By} \cdot c = 6155{,}722 \cdot 199 = 1224988{,}68$ Н·мм

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

$$M_A = \sqrt{(M_A^x)^2 + \left(M_A^y\right)^2} = \sqrt{(525277{,}357\ )^2 + (1224988{,}68\ )^2} =$$

1332859,17 Н·мм

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

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

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

[σ] – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{1332{,}859\ ^2 + 0{,}5 \cdot 1173{,}217\ ^2}}{320} \cdot 10^3 = 4906{,}083\ \text{м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4906{,}083}{3{,}14}} = 36{,}84\ \text{мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

2.6 РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Упругое перемещение конца шпинделя

Шпиндельный узел состоит из шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор. На рисунке 17 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

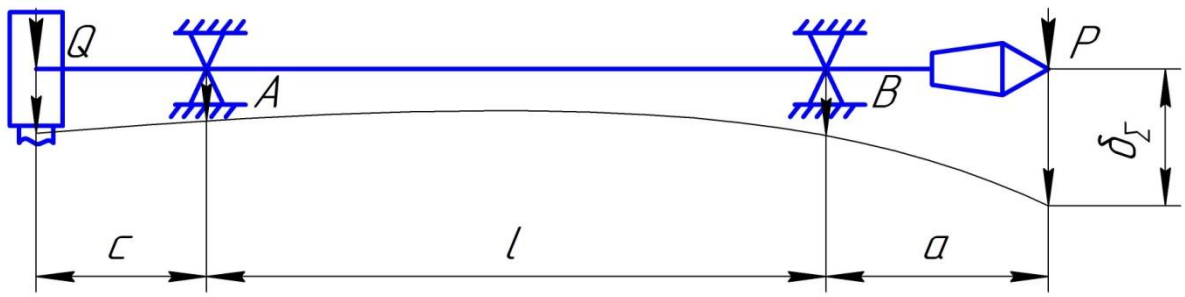

Рисунок 17 – Расчетная схема упругих перемещений шпиндельного узла.

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х 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]:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{Pa^3}{3EJ_1} + \frac{Pla^2(1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{Qlac(1-\xi)}{6EJ_2} + \frac{P[l+a(1-\xi)]^2}{j_B l^2} + \frac{Pa^2(1-\xi)}{j_A l^2} - \frac{Q(1-\xi)(l+a)c}{j_B l^2} + \frac{Q(l+c)a(1-\xi)}{j_A l^2},$$

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

ξ – коэффициент защемления, для данной схемы принимается равным 0,1…0,2, возьмем ξ = 0,16;

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;

c = 125,464 мм – расстояние от задней опоры до шкива;

a = 170,292 мм – длина консоли;

l = 439,217 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 :

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

где $P_{эф}$ = 6 кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

V_P – расчетная скорость резания, м/мин :

$$V_P = \frac{\pi \cdot D_{min} \cdot n_р}{1000},$$

где $n_р$ = 60мин$^{-1}$ – расчетная частота вращения заготовки;

D_{min} – минимальный диаметр обрабатываемой заготовки для токарной операции на этом станке при расчетном крутящем моменте, принимаем D_{min} = 45 мм.

Тогда,

$$V_P = \frac{3{,}14 \cdot 45 \cdot 60}{1000} = 8{,}478 \text{ м/мин},$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{8{,}478} = 42462{,}845 \text{ Н},$$

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,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (100^4 - 50^4) = 4,6 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (90^4 - 33^4) = 3,161 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

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

$$Q = \frac{F_{t\text{р}} \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0,95F_{t\text{р}}}{\psi},$$

$$F_{t\text{р}} = \frac{2000M_{\text{кр}}}{d_{\text{ШК}}},$$

где $F_{t\text{р}}$ – окружная сила на шкиве шпинделя, Н;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

$d_{\text{ШК}}$ =180 мм – диаметр шкива на шпинделе;

ψ = 0,7 – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{t\text{р}} = \frac{2000 \cdot 1103,343}{180} = 12259,367 \text{ Н},$$

$$Q = \frac{0,95F_{t\text{р}}}{\psi} = \frac{0,95 \cdot 12259,367}{0,7} = 16637,712 \text{ Н}.$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры А вычисляется по формуле [2, с.42]:

$$j_{\text{A}r} = \frac{K_4 i^{2/3} j_A}{1,5tg^2\alpha(i_{\text{A1}}^{2/3} + i_{\text{A2}}^{2/3})},$$

где K_4 – коэффициент характеризующий распределение нагрузки между телами качения и зависит от соотношения между силой натяга и радиальной нагрузкой F_r [2, с.42, т.11],принимаем равным 0,6;

i_{A1} = 1 – количество подшипников, расположенных ближе к переднему концу шпинделя;

i_{A2} = 1 – количество подшипников, расположенных ближе к заднему концу шпинделя;

j_A – осевая жесткость подшипниковой опоры А рассчитывается как [2, с.41]:

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A} = 1,5C^{2/3}F_{\text{АН}}(i_{A1}^{2/3} + i_{A2}^{2/3}),$$

где F_A – внешняя сила, Н;

δ_A – осевое смещение шпинделя, мм;

$F_{\text{АН}}$ – сила натяга в подшипниках опоры А, определяем из соотношения в таблице [2, с.42, т.11] которое ориентировочно принимаем $\frac{F_{\text{АН}}}{(F_{\text{А}r}\text{tg}\alpha)}$ = 1,67,

где $\alpha = 12$ угол контакта в подшипнике, град;

$F_{\text{А}r}$ – радиальная нагрузка в подшипниковой опоре А, она определяется из силового расчета шпинделя.

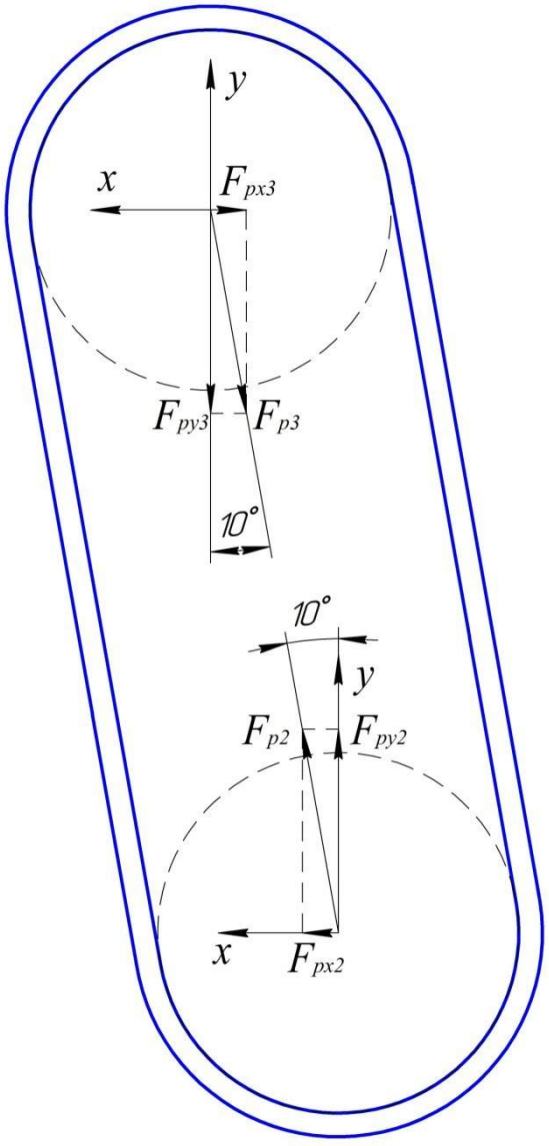

Рисунок 18 – схема сил на втором и третьем шкиву.

Исходные данные для расчета шпинделя:

– крутящий момент $M_{\text{ШП}}$ = 1103,343 Н;

– расстояние между опорами шпинделя: a = 170,292 мм; l = 439,217 мм; c = 125,464 мм.

– сила резанья P = 42462,845 Н.

Определяем силы на шкиву, необходимые для расчета шпинделя (рисунок 18).

$$F_{рx3} = F_{рx2} = 3078{,}298 \text{ Н}$$

$$F_{рy3} = F_{рy2} = 17425{,}996 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор для нахождения радиальной нагрузки(рисунок 19).

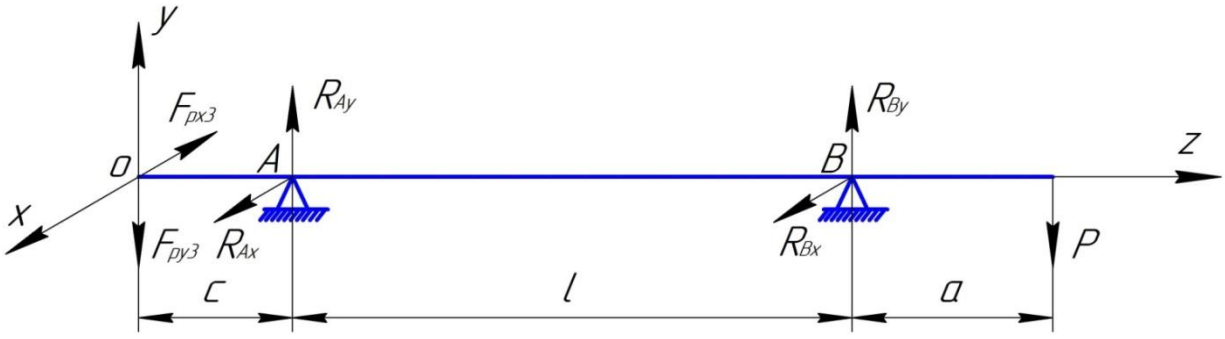

Рисунок 19 – схема шпинделя с опорными реакциями.

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 19):

$\sum M_A = 0$; $F_{рx3} \cdot c + R_{Bx} \cdot l = 0$;

$$R_{Bx} = -\frac{F_{рx3} \cdot c}{l} = -\frac{3078{,}298 \cdot 125{,}464}{439{,}217} = -879{,}327 \text{ Н}$$

$\sum M_B = 0$; $F_{рx3} \cdot (c+l) - R_{Ax} \cdot l = 0$

$$R_{Ax} = \frac{F_{рx3} \cdot (c+l)}{l} = \frac{3078{,}298 \cdot (125{,}464+439{,}217)}{439{,}217} = 3957{,}625 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum X = 0$; $-F_{рx3} + R_{Ax} + R_{Bx} = -3078{,}298 - 879{,}327 + 3957{,}625 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 19):

$\sum M_A = 0$; $F_{рy3} \cdot c + R_{By} \cdot l - P \cdot (l + a) = 0$;

$$R_{By} = \frac{-F_{руз} \cdot c + P \cdot (l + a)}{l} = \frac{-17425{,}996 \cdot 125{,}464 + 42462{,}845 \cdot (439{,}217 + 170{,}292)}{439{,}217}$$

= 53948,62 Н

$\sum M_B = 0;$ $F_{руз} \cdot (l + c) - R_{Ax} \cdot l - P \cdot a = 0$

$$R_{Ay} = \frac{F_{руз} \cdot (l + c) - P \cdot a}{l} = \frac{17425{,}996 \cdot (439{,}217 + 125{,}464) - 42462{,}845 \cdot 170{,}292}{439{,}217} =$$

= 5940,221 Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0;$ $-F_{руз} + R_{Ay} + R_{By} - P$ = –17425,996 +5940,221 +53948,62 – 42462,845 = 0

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Радиальная нагрузка в подшипниковой опоре А вычисляется как:

$$F_{Ar} = \sqrt{R_{Ay}{}^2 + R_{Ax}{}^2},$$

тогда,

$$F_{Ar} = \sqrt{5940{,}221^2 + 3957{,}625^2} = 7137{,}858 \text{ Н}.$$

Следовательно сила натяга в подшипниковой опоре А будет равна:

$$F_{АН} = 1{,}67 \cdot F_{Ar} \operatorname{tg}\alpha,$$

$$F_{АН} = 1{,}67 \cdot 7137{,}858 \cdot 0{,}212 = 2527{,}087 \text{ Н}$$

С – коэффициент, определяемый из выражения [2, с.41];

$$C = 10^5 \cdot \zeta (\sin \alpha)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 d_{Ш}},$$

где = 14 – ζ число тел качения в подшипнике;

$d_{Ш}$ = 21 мм – диаметр шарика,

тогда,

$$C = 10^5 \cdot 14 (\sin 12)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 \cdot 21} = 141517{,}689.$$

Поэтому осевая жесткость будет равна:

$$j_A = 1{,}5 \cdot 141517{,}689^{2/3} \cdot 2527{,}087 \cdot \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right) = 20588052{,}5 \text{ Н/мм}$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры А:

$$j_{Ar} = \frac{0{,}6 \cdot 2^{2/3} \cdot 20588052{,}5}{1{,}5 \cdot 0{,}212^2 \cdot (1^{2/3} + 1^{2/3})} = 145537814 = 0{,}145 \cdot 10^9 \text{ Н/мм}$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры В вычисляется по формуле [2, с.42]:

$$j_{Br} = \frac{K_4 i^{2/3} j_B}{1{,}5 tg^2 \alpha (i_{B1}^{2/3} + i_{B2}^{2/3})},$$

где K_4 – коэффициент характеризующий распределение нагрузки между телами качения и зависит от соотношения между силой натяга и радиальной нагрузкой F_r [2, с.42, т.11], принимаем равным 0,6;

i_{B1} = 2 – количество подшипников, расположенных ближе к переднему концу шпинделя;

i_{B2} = 2 – количество подшипников, расположенных ближе к заднему концу шпинделя;

j_B – осевая жесткость подшипниковой опоры В рассчитывается как [2, с.41]:

$$j_B = \frac{F_B}{\delta_B} = 1{,}5 C^{2/3} F_{B\text{Н}} (i_{B1}^{2/3} + i_{B2}^{2/3}),$$

где F_B – внешняя сила, Н;

δ_B – осевое смещение шпинделя, мм;

F_{BH} – сила натяга в подшипниках опоры В, определяем из соотношения в таблице [2, с.42, т.11] которое ориентировочно принимаем $\frac{F_{B\text{Н}}}{(F_{Br} \text{tg}\alpha)}$ = 1,67

где $\alpha = 15$ угол контакта в подшипнике, град;

F_{Br} – радиальная нагрузка в подшипниковой опоре В, она определяется из силового расчета шпинделя.

$$F_{Br} = \sqrt{{R_{By}}^2 + {R_{Bx}}^2},$$

тогда,

$$F_{Br} = \sqrt{53948{,}62^{\,2} + (-\,879{,}327\,)^{\,2}} = 53955{,}786 \text{ Н.}$$

Следовательно сила натяга в подшипниковой опоре В будет равна:

$$F_{BH} = 1{,}67 \cdot F_{\text{Br}} \text{tg}\alpha,$$

$$F_{BH} = 1{,}67 \cdot 53955{,}786 \cdot 0{,}268 = 24148{,}452 \text{ Н}$$

C – коэффициент, определяемый из выражения [2, с.41]:

$$C = 10^5 \cdot \zeta(\sin\alpha)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 d_{Ш}},$$

где = 15 – ζ число тел качения в подшипнике;

$d_{Ш}$= 24 мм – диаметр шарика,

тогда,

$$C = 10^5 \cdot 15(\sin 15)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 \cdot 24} = 279327.$$

Поэтому осевая жесткость будет равна:

$$j_B = 1{,}5 \cdot 279327^{2/3} \cdot 24148{,}452 \cdot \left(2^{\frac{2}{3}} + 2^{\frac{2}{3}}\right) = 491404526 \text{ Н/мм}$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры В:

$$j_{Br} = \frac{0{,}6 \cdot 4^{2/3} \cdot 491404526}{1{,}5 \cdot 0{,}268^2 \cdot (2^{2/3} + 2^{2/3})} = 2172285883 = 2{,}173 \cdot 10^9 \text{ Н/мм}$$

Поэтому,

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{42462{,}845 \cdot 170{,}292^3}{3 \cdot 2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 4{,}6 \cdot 10^6} + \frac{42462{,}845 \cdot 439{,}217 \cdot 170{,}292^2 (1-0{,}16)}{3 \cdot 2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 3{,}161 \cdot 10^6} +$$

$$\frac{16637{,}712 \cdot 439{,}217 \cdot 170{,}292 \cdot 125{,}464 (1-0{,}16)}{6 \cdot 2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 3{,}161 \cdot 10^6} + \frac{42462{,}845\,[439{,}217 + 170{,}292(1-0{,}16)]^2}{2{,}173 \cdot 10^9 \cdot 439{,}217^2} +$$

$$\frac{42462{,}845 \cdot 170{,}292^{\,2}(1-0{,}16)}{0{,}145 \cdot 10^9 \cdot 439{,}217^2} - \frac{16637{,}712\,(1-0{,}16)(439{,}217+170{,}292)125{,}464}{2{,}173 \cdot 10^9 \cdot 439{,}217^2} +$$

$$\frac{16637{,}712\,(439{,}217+125{,}464)170{,}292(1-0{,}16)}{0{,}145 \cdot 10^9 \cdot 439{,}217^{\,2}} = 0{,}071007 + 0{,}2238703 + 0{,}0323129 +$$

$0{,}0000344 + 0{,}000037 - 0{,}0000025 + 0{,}000048 = 0{,}3273067$ мм = 327,3067 мкм.

Тогда жесткость шпиндельного узла будет равна:

$$j_{ШП} = \frac{P}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{42462{,}845}{327{,}3067} = 129{,}734 \text{ Н/мкм}.$$

Так как базовая модель 1720ПФ30 прецизионного класса точности, то необходимо повысить жесткость шпиндельного узла не менее чем до 400 Н/мкм,[2, с.35].

Для этого проанализируем составляющие радиального упругого перемещения переднего конца шпинделя σ_{Σ}:

0,071007 мм – прогиб консоли шпинделя от силы резанья 21,694%

0,2238703 мм – прогиб межопорного участка шпинделя от сил резанья 68,398%

0,0323129 мм – прогиб шпинделя ременной передачи 9,872%

0,0000344 мм – прогиб передней шпиндельной опоры В от сил резанья 0,0105%

0,000037 мм – прогиб задней шпиндельной опоры А от сил резанья 0,0113%

0,0000025 мм – прогиб передней опоры В ременной передачи 0,000763%

0,000048 мм – прогиб задней опоры А ременной передачи 0,0147%.

Из чего можно сделать вывод о том что 99,964% это перемещения из-за прогиба шпинделя, а остальные 0,0267% связанны с прогибом шпиндельных опор.

Для уменьшения прогиба шпинделя изменим уменьшим длину консоли а, примем а = 160 мм.

Так же уменьшаем межопорное расстояние,

принимаем l = 330 мм.

Расстояние от задней опоры до ременной передачи берем с чертежа,

принимаем с = 141,5 мм.

Так же увеличим моменты инерции шпинделя J_1 и J_2 за счет увеличения их внешних диаметров:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (120^4 - 73,267^4) = 8,76 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (110^4 - 33^4) = 7,125 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Так как лишь 0,0267% из σ_Σ связанны с прогибом шпиндельных опор, то есть возможность уменьшить силу натяга в подшипниковых опорах для увеличения их долговечности и уменьшения вероятности заклинивания.

Радиальная жесткость подшипников условной опоры А вычисляется по формуле [2, с.42]:

$$j_{Ar} = \frac{K_4 i^{2/3} j_A}{1{,}5 tg^2\alpha (i_{A1}^{2/3} + i_{A2}^{2/3})},$$

где K_4 – коэффициент характеризующий распределение нагрузки между телами качения и зависит от соотношения между силой натяга и радиальной нагрузкой F_r [2, с.42, т.11],принимаем равным 0,16;

i_{A1} = 1 – количество подшипников, расположенных ближе к переднему концу шпинделя;

i_{A2} = 1 – количество подшипников, расположенных ближе к заднему концу шпинделя;

j_A – осевая жесткость подшипниковой опоры А рассчитывается как [2, с.41]:

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A} = 1{,}5 C^{2/3} F_{AH} (i_{A1}^{2/3} + i_{A2}^{2/3}),$$

где F_A – внешняя сила, Н;

δ_A – осевое смещение шпинделя, мм;

F_{AH} – сила натяга в подшипниках опоры А, определяем из соотношения в таблице [2, с.42, т.11] которое ориентировочно принимаем $\frac{F_{AH}}{(F_{Ar} \mathrm{tg}\alpha)}$ = 1,28,

где $\alpha = 12$ угол контакта в подшипнике, град;

F_{Ar} – радиальная нагрузка в подшипниковой опоре А, она определяется из силового расчета шпинделя.

Исходные данные для расчета шпинделя:

– крутящий момент $M_{ШП}$ = 1103,343 Н;

– расстояние между опорами шпинделя: a = 160 мм; l = 330 мм; c = 141,5 мм.

– сила резанья P = 42462,845 Н.

Определяем силы на шкиву, не изменяются с предыдущего расчета:

$F_{рхЗ}$ = 3078,298 Н;

$F_{руЗ}$ = 17425,996 Н.

Определяем реакции опор для нахождения радиальной нагрузки (рисунок 19).

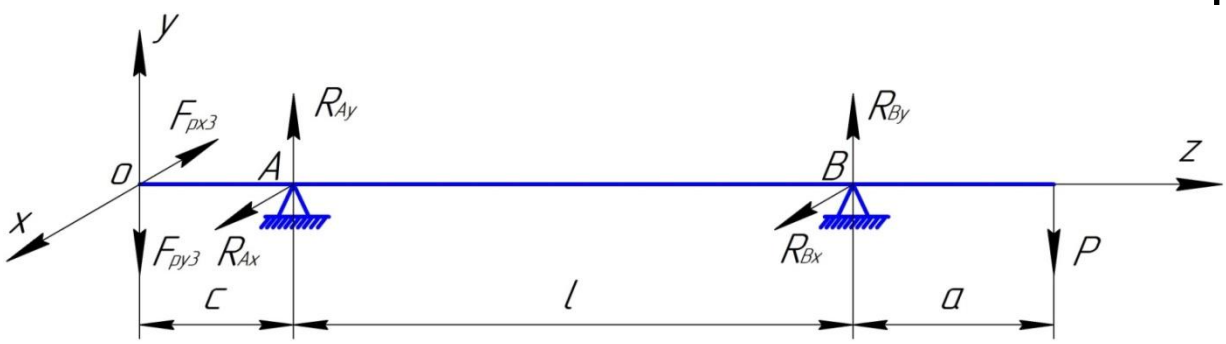

Рисунок 19 – схема шпинделя с опорными реакциями.

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 19):

$\sum M_A=0; \quad F_{px3} \cdot c + R_{Bx} \cdot l = 0;$

$R_{Bx} = -\frac{F_{px3} \cdot c}{l} = -\frac{3078{,}298 \cdot 141{,}5}{330} = -1319{,}937$ Н

$\sum M_B=0; \quad F_{px3} \cdot (c+l) - R_{Ax} \cdot l = 0$

$R_{Ax} = \frac{F_{px3} \cdot (c+l)}{l} = \frac{3078{,}298 \cdot (141{,}5+330)}{330} = 4398{,}235$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum x = 0; \quad -F_{px3} + R_{Ax} + R_{Bx} = -3078{,}298 + 4398{,}235 - 1319{,}937 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 19):

$\sum M_A=0; \quad F_{py3} \cdot c + R_{By} \cdot l - P \cdot (l + a) = 0;$

$R_{By} = \frac{-F_{py3} \cdot c + P \cdot (l+a)}{l} = \frac{-17425{,}996 \cdot 141{,}5 + 42462{,}845 \cdot (330+160)}{330}$

$= 55578{,}835$ Н

$\sum M_B=0; \quad F_{py3} \cdot (l + c) - R_{Ax} \cdot l - P \cdot a = 0$

$R_{Ay} = \frac{F_{py3} \cdot (l+c) - P \cdot a}{l} = \frac{17425{,}996 \cdot (330+141{,}5) - 42462{,}845 \cdot 160}{330} =$

$= 4310{,}006$ Н

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$\sum y = 0; \; -F_{py3} + R_{Ay} + R_{By} - P = -17425{,}996 + 55578{,}835 + 4310{,}006$

$- 42462{,}845 = 0$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Радиальная нагрузка в подшипниковой опоре А вычисляется как:

$$F_{\text{A}r} = \sqrt{{R_{Ay}}^2 + {R_{Ax}}^2},$$

тогда,

$$F_{\text{A}r} = \sqrt{4310{,}006^{\,2} + 4398{,}235^{\,2}} = 6157{,}972 \text{ Н}.$$

Следовательно сила натяга в подшипниковой опоре А будет равна:

$$F_{\text{AH}} = 1{,}28 \cdot F_{\text{A}r}\text{tg}\alpha,$$

$$F_{\text{AH}} = 1{,}28 \cdot 6157{,}972 \cdot 0{,}212 = 1671{,}027 \text{ Н}$$

С – коэффициент, определяемый из выражения [2, с.41];

$$C = 10^5 \cdot \zeta(\sin\alpha)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 d_{\text{Ш}}},$$

где = 14 – ζ число тел качения в подшипнике;

$d_{\text{Ш}}$= 21 мм – диаметр шарика,

тогда,

$$C = 10^5 \cdot 14(\sin 12)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 \cdot 21} = 141517{,}689.$$

Поэтому осевая жесткость будет равна:

$$j_A = 1{,}5 \cdot 141517{,}689^{2/3} \cdot 1671{,}027 \cdot \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right) = 13613774{,}1 \text{ Н/мм}$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры А:

$$j_{\text{A}r} = \frac{0{,}16 \cdot 2^{2/3} \cdot 13613774{,}1}{1{,}5 \cdot 0{,}212^2 \cdot (1^{2/3} + 1^{2/3})} = 25644380{,}4 = 25{,}644 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры В вычисляется по формуле [2, с.42]:

$$j_{Br} = \frac{K_4 i^{2/3} j_B}{1{,}5 tg^2\alpha (i_{B1}^{2/3} + i_{B2}^{2/3})},$$

где K_4 – коэффициент характеризующий распределение нагрузки между телами качения и зависит от соотношения между силой натяга и радиальной нагрузкой F_r [2, с.42, т.11], принимаем равным 0,16;

i_{B1} = 2 – количество подшипников, расположенных ближе к переднему концу шпинделя;

i_{B2} = 2 – количество подшипников, расположенных ближе к заднему концу шпинделя;

j_B – осевая жесткость подшипниковой опоры В рассчитывается как [2, с.41]:

$$j_B = \frac{F_B}{\delta_B} = 1{,}5C^{2/3}F_{B\text{Н}}(i_{B1}^{2/3} + i_{B2}^{2/3}),$$

где F_B – внешняя сила, Н;

δ_B – осевое смещение шпинделя, мм;

F_{BH} – сила натяга в подшипниках опоры В, определяем из соотношения в таблице [2, с.42, т.11] которое ориентировочно принимаем $\frac{F_{B\text{Н}}}{(F_{Br}\text{tg}\alpha)}$ = 1,28,

где $\alpha = 15$ угол контакта в подшипнике, град;

F_{Br} – радиальная нагрузка в подшипниковой опоре В, она определяется из силового расчета шпинделя.

$$F_{Br} = \sqrt{{R_{By}}^2 + {R_{Bx}}^2},$$

тогда,

$$F_{Br} = \sqrt{55578{,}835^{\,2} + (-\,1319{,}937\,)^{\,2}} = 55594{,}506 \text{ Н}.$$

Следовательно, сила натяга в подшипниковой опоре В будет равна:

$$F_{BH} = 1{,}28 \cdot F_{\text{B}r}\text{tg}\alpha,$$

$$F_{BH} = 1{,}28 \cdot 55594{,}506 \cdot 0{,}268 = 19071{,}139 \text{ Н}$$

C – коэффициент, определяемый из выражения [2, с.41]:

$$C = 10^5 \cdot \zeta(\sin\alpha)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25d_{\text{Ш}}},$$

где = 15 – ζ число тел качения в подшипнике;

$d_{\text{Ш}}$= 24 мм – диаметр шарика,

тогда,

$$C = 10^5 \cdot 15(\sin 15)^{5/2} \cdot \sqrt{1{,}25 \cdot 24} = 279327.$$

Поэтому осевая жесткость будет равна:

$$j_B = 1{,}5 \cdot 279327^{2/3} \cdot 19071{,}139 \cdot \left(2^{\frac{2}{3}} + 2^{\frac{2}{3}}\right) = 388084676 \text{ Н/мм}$$

Радиальная жесткость подшипников условной опоры В:

$$j_{Br} = \frac{0{,}16 \cdot 4^{2/3} \cdot 388084676}{1{,}5 \cdot 0{,}268^2 \cdot (2^{2/3} + 2^{2/3})} = 457448598 = 457 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}.$$

Поэтому,

$$\sigma_\Sigma = \frac{42462{,}845 \cdot 160^3}{3 \cdot 2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 8{,}76 \cdot 10^6} + \frac{42462{,}845 \cdot 330 \cdot 160^2 (1-0{,}2)}{3 \cdot 2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 7{,}125 \cdot 10^6} + \frac{16637{,}712 \cdot 330 \cdot 160 \cdot 141{,}5 (1-0{,}2)}{6 \cdot 2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 7{,}125 \cdot 10^6} + \frac{42462{,}845\,[330+160(1-0{,}2)]^2}{457 \cdot 10^6 \cdot 330^2} + \frac{42462{,}845 \cdot 160^{\,2}(1-0{,}2)}{25{,}644 \cdot 10^6 \cdot 330^2} - \frac{16637{,}712\,(1-0{,}2)(330+160)141{,}5}{457 \cdot 10^6 \cdot 330^2} + \frac{16637{,}712\,(330+141{,}5)160(1-0{,}2)}{25{,}644 \cdot 10^6 \cdot 330^{\,2}} = 0{,}0309 + 0{,}0627 + 0{,}0109 + 0{,}00018 + 0{,}00031 - 0{,}000018 + 0{,}000359 = 0{,}105331 \text{ мм} = 105{,}331 \text{ мкм}$$

Тогда жесткость шпиндельного узла будет равна:

$$j_{\text{ШП}} = \frac{P}{\sigma_\Sigma} = \frac{42462{,}845}{105{,}331} = 403{,}137 \text{ Н/мкм}.$$

Что соответствует жесткости прецизионного токарного станка,[2, с.35].

Проанализируем составляющие радиального упругого перемещения переднего конца шпинделя σ_Σ:

0,0309 мм – прогиб консоли шпинделя от силы резанья 29,336%

0,0627 мм – прогиб межопорного участка шпинделя от сил резанья 59,526%

0,0109 мм – прогиб шпинделя ременной передачи 10,348%

0,00018 мм – прогиб передней шпиндельной опоры В от сил резанья 0,1709%

0,00031 мм – прогиб задней шпиндельной опоры А от сил резанья 0,2943%

0,000018 мм – прогиб передней опоры В ременной передачи 0,0171%

0,000359 мм – прогиб задней опоры А ременной передачи 0,3408%.

Из чего можно сделать вывод о том что 99,21% это перемещения из-за прогиба шпинделя, а остальные 0,8231% связанны с прогибом шпиндельных опор, что говорит о чрезмерной жесткости подшипниковых опор.

2.7 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]:

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

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

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

следовательно,

$$\chi = \frac{7{,}125\cdot10^6}{8{,}76\cdot10^6} = 0{,}813,$$

$$\lambda = \frac{160}{330} = 0{,}485,$$

$$j_{\max} = \frac{457\cdot10^6}{1+0{,}485+0{,}485\cdot(3+2\cdot0{,}813\cdot0{,}485)\cdot(1+0{,}485+0{,}485\cdot\frac{457\cdot10^6}{25{,}644\cdot10^6})}$$

$$= 18{,}877\cdot10^6 \text{ Н/мм}$$

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

$$j_{\min} \geq 250\cdot10^{-2}\,\frac{j_B}{1+\lambda},$$

$250\cdot10^{-2}\cdot\frac{457\cdot10^6}{1+0{,}485} = 769{,}36\cdot10^6 > 403{,}137$ Н/мм, условие не выполняется так как жесткость подшипниковых опор избыточна.

7.3 Динамический расчет шпиндельного узла

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты ω_c, Гц, колебаний шпинделя, не имеющего значительных сосредоточенных масс [2, с.44]:

$$\omega_c = \gamma\sqrt{\frac{EJ_1}{m(1-\lambda)^3 \cdot a^2}},$$

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

m = 52,626 кг – масса шпинделя;

$\lambda = l/a$ – относительное расстояние между опорами;

$\gamma = f(\lambda)$ – коэффициент для λ=2,5...3,5 принимается в пределах 2,3…2,4;

$J_1 = 8{,}76 \cdot 10^6$ мм^4 – осевой моменты инерции сечения шпинделя на консольной части.

Следовательно,

$$\lambda = \frac{330}{160} = 2{,}0625,$$

поэтому принимаем γ = 2,35,

$$\omega_c = 2{,}35\sqrt{\frac{2{,}14 \cdot 10^5 \cdot 8{,}76 \cdot 10^6}{52{,}626(1-2{,}0625)^3 \cdot 160^2}} = 1562 \text{ Гц}$$

7.4 Расчет натяга в подшипниках

Общая осевая деформация (натяг), мм, в комплексной опоре рассчитывается как [2, с.41]:

$$\Delta = \left(\frac{F_H}{C}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{i_1^{2/3}} + \frac{1}{i_2^{2/3}}\right),$$

где i_1 – количество подшипников, расположенных ближе к переднему концу шпинделя;

i_2 – количество подшипников, расположенных ближе к заднему концу шпинделя;

C – коэффициент, уже найденный в расчетах шпиндельного узла на жесткость;

$F_{\text{Н}}$ – сила натяга в подшипниках опоры, так же рассчитанная выше.

Тогда, общая осевая деформация (натяг), для подшипниковой опоры А и В будет соответственно равна:

$$\Delta_{\text{A}} = \left(\frac{1671{,}027}{141517{,}689}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{1}{1^{\frac{2}{3}}} + \frac{1}{1^{\frac{2}{3}}}\right) = 0{,}1037 \text{ мм},$$

$$\Delta_{B} = \left(\frac{19071{,}139}{279327}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{1}{2^{\frac{2}{3}}} + \frac{1}{2^{\frac{2}{3}}}\right) = 0{,}2105 \text{ мм},$$

2.8 РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА

Расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия (рисунок 20). Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ.

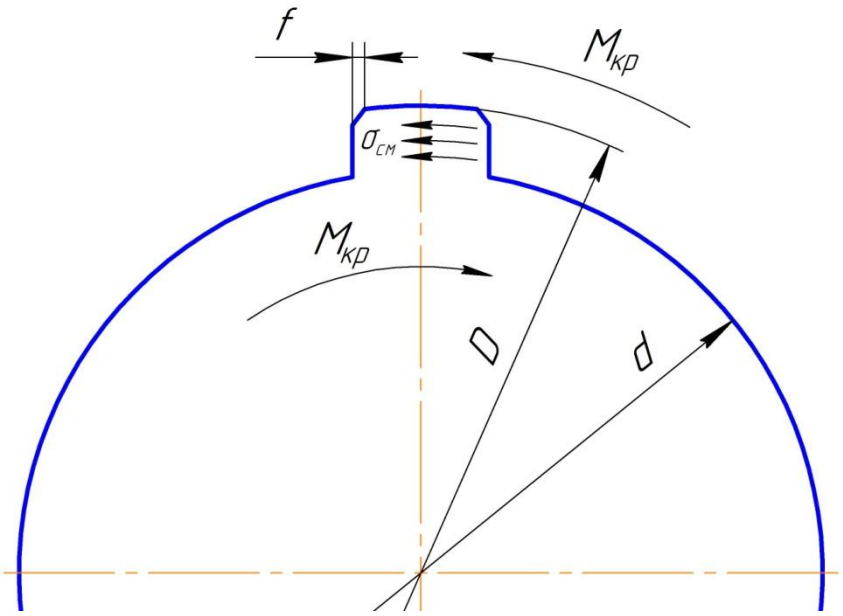

Рисунок 20 – Расчетная схема шлицевого соединения

Исходные данные для вала I:

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

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_1}{K_з z h d_{ср} l} \leq [\sigma_{см}]$$

где $M_1 = 80{,}36$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу I;

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

z = 8 – число зубьев;

$h = 0{,}5(D - d) - 2f$ – рабочая высота зубьев, мм,

где D = 32 мм – наружный диаметр;

d =26 мм – внутренний диаметр;

f =0,4 – фаска на вершине шлица;

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

l = 66 мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

$$h = 0{,}5(D - d) - 2f = 0{,}5 \cdot (32 - 26) - 2 \cdot 0{,}4 = 2{,}2 \text{ мм},$$

$$d_{ср} = 0{,}5(32 + 26) = 29 \text{ мм}$$

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 80{,}36}{0{,}75 \cdot 8 \cdot 2{,}2 \cdot 29 \cdot 66} = 6{,}361 \leq [\sigma_{см}] = 4 \ldots 7$ Мпа – для подвижных соединений без нагрузки, условие выполняется.

Исходные данные для вала II:

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

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_2}{K_з z h d_{ср} l} \leq [\sigma_{см}]$$

где $M_2 = 310{,}617$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу II;

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

z = 8 – число зубьев;

$h = 0{,}5(D - d) - 2f$ – рабочая высота зубьев, мм,

где D = 54 мм – наружный диаметр;

d =46 мм – внутренний диаметр;

f =0,5 – фаска на вершине шлица;

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

l = 129,4 мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

$$h = 0{,}5(D - d) - 2f = 0{,}5 \cdot (54 - 46) - 2 \cdot 0{,}5 = 3 \text{ мм},$$

$$d_{ср} = 0{,}5(54 + 46) = 50 \text{ мм}$$

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 310,617}{0,75 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 129,4} = 5,334 \leq [\sigma_{см}] = 12 \dots 20$ Мпа – ,для неподвижных соединений, условие выполняется.

Исходные данные для вала III:

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

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_з}{K_з z h d_{ср} l} \leq [\sigma_{см}]$$

где $M_з = 1173,217$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу III;

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

z = 10 – число зубьев;

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

где D = 82 мм – наружный диаметр;

d =72 мм – внутренний диаметр;

f =0,5 – фаска на вершине шлица;

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

l = 105 мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

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

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

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1173,217}{0,75 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 77 \cdot 105} = 9,674 > [\sigma_{см}] = 4 \dots 7$ Мпа – для подвижных соединений без нагрузки, условие выполняется.

Принимаем шлицевое соединение тяжелой серии:

где D = 82 мм;

d =72 мм;

f =0,5;

z = 16,

тогда,

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1173,217}{0,75 \cdot 16 \cdot 4 \cdot 77 \cdot 105} = 6,046 \leq [\sigma_{см}] = 4 \ldots 7$ Мпа – для подвижных соединений без нагрузки, условие выполняется.

8.2 Расчет шпоночных соединений

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении – напряжения среза τ (рисунок 21).

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

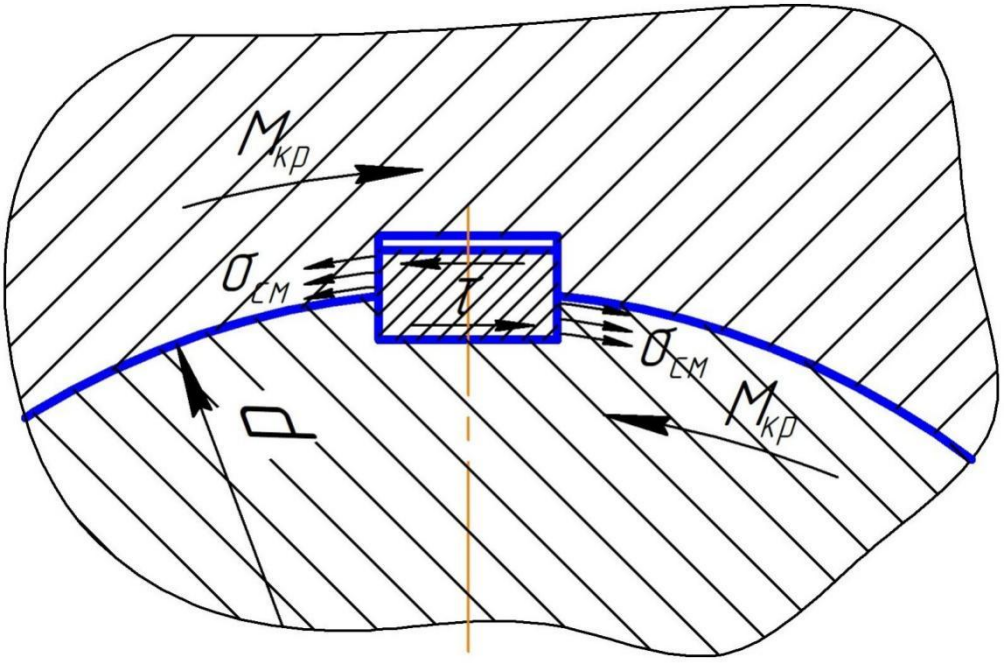

Рисунок 21 – Расчетная схема шпоночного соединения

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

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

где $M_1 = 80,36$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу I;

$d = 22$ мм – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 4$ мм – высота шпонки в валу;

$h = 7$ мм – высота шпонки;

$l_р$ = 16 мм – длина шпонки,

тогда,

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 80,36}{22 \cdot 16(7-4)} = 152,197 > 110 \dots 200$ Мпа –для посадок с натягом, условие выполняется.

Для вала III:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_З}{dl_р(h - t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где $M_З = 1173,217$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу II;

$d = 56$ мм – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 6$ мм – высота шпонки в валу;

$h = 10$ мм – высота шпонки;

$l_р$ = 50 мм – длина шпонки,

тогда,

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1173,217}{56 \cdot 50(10-6)} = 209,503 \leq 110 \dots 200$ Мпа –для посадок с натягом, условие выполняется.

Для шпинделя:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_{шп}}{dl_р(h - t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где $M_{шп} = 1103,343$ Н · м – передаваемый вращающий момент на валу II;

$d = 70$ мм – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 7,5$ мм – высота шпонки в валу;

$h = 12$ мм – высота шпонки;

$l_р$ = 50 мм – длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1103,343}{70 \cdot 50(12 - 7,5)} = 140,107 \leq 80 \dots 150 \text{ Мпа} -$$

для переходных посадок, условие выполняется.

3 РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ ГИБКОГО ПРОИЗВОДСТВЕННОГО МОДУЛЯ

Выбор оборудования для разработанного варианта технологического процесса осуществляем, исходя из технических требований на изготовление детали, ее геометрической формы, точности заданных размеров, условий обработки и материала. Для изготовления детали выбираем токарный станок 1720ПФ30с роботом FANUC-420i

Полуавтомат токарный с ЧПУ 1720ПФ30 предназначен для токарной обработки наружных и внутренних поверхностей деталей типа тел вращения со ступенчатым и криволинейным профилем, а также для нарезания резьб в автоматическом режиме по управляющей программе.

Особенности конструкции и принцип работы станка

Составление и редактирование управляющей программы осуществляются оператором на рабочем месте с помощью клавиатуры устройства ЧПУ или вне полуавтомата с последующим вводом управляющей программы в устройство ЧПУ с различных программоносителей и с редактированием па рабочем месте.

Полуавтомат может быть оснащен различными системами ЧПУ.

Высокая мощность главного привода и частота вращения шпинделя полуавтомата позволяют эффективно использовать режущие свойства современных инструментов во всем диапазоне обрабатываемых диаметров.

Механизированное перемещение задней бабки может осуществляться по программе от системы ЧПУ.

Полуавтомат может оснащаться механизированным зажимным устройством, транспортером стружкоудаления, люнетом и другими дополнительными узлами.

Промышленный робот (ПР) с числовым программным управлением модели « РОБОТ FANUK-420i »

предназначен для автоматизации загрузки – выгрузки деталей и смены инструмента на металлорежущих станках с ЧПУ. Данный промышленный

робот устанавливается на пол цеха и рядом располагается тактовый стол, образуя с ним модуль (станок – промышленный робот – тактовый стол), который может являться базой для создания гибких производственных систем, предназначенных для продолжительной работы без участия оператора.

Робот может обслуживать один, два или три станка (и более) и образовывать вместе с накопительными и транспортными устройствами гибкий производственный обрабатывающий комплекс, который может являться базой для создания гибких производственным модулей, предназначенных для продолжительной работы без участия оператора. Управление роботом осуществляется системой ЧПУ «Контур 1-01». Рассмотрим, планируемый к применению в технологическом процессе, робот.

Таблица 2 – Технические характеристики робота «FANUC-420i»:

Номинальная грузоподъемность (в Н) при установке	
· одинарного захвата, Н	196
· двойного захвата, Н	2 х 98
Максимальная абсолютная погрешность позиционирования, мм	1
Максимальные линейные перемещения:	
по оси Z, мм	500
по оси R, мм	800
Максимальное угловое перемещение:	
по оси q	300°
по оси a (блок поворота Б), град.	90° или 180°
по оси a (блок поворота Г), град.	270°
по оси b (блок поворота Б), град.	± 3,5°
по оси b (блок поворота Г), град.	± 5°
Диапазон скорости линейных перемещений:	
по оси Z, м/с	0,008 … 0,5
по оси R, м/с	0,008 … 1,0
Диапазон скоростей угловых перемещений:	
по оси q, град./с	1 … 60
по оси a, град./с	60
Число степеней свободы	3
Диапазон размеров захватываемых деталей:	
по наружному диаметру, мм	50 … 250
по внутреннему диаметру, мм	68 … 268

Габариты робота, мм	1945x650x2345
Масса робота, кг	580

3.1 Определение и выбор накопителя, тактового стола, магазина, питателя для компоновочной схемы.

Режимы работы управляющего устройства промышленного робота

Управляющее устройство работает в четырех основных режимах: обучение и редактирование; воспроизведение; диагностика; работа с ВЗУ. Каждый из режимов связан с определенным этапом окончательной настройки и нормальной работы робототехнического комплекса (РТК).

Учитывая тип производства (серийное) и сложность ориентации заготовки, в качестве транспортно-накопительной системы выбираем тактовый стол модели СТ 150.

Тактовый стол является одной из разновидностей тележечных грузонесущих конвейеров. Широкое разнообразие их использования обусловило большое число их конструктивных разновидностей. Тактовый стол, используемый в данном РТК, представляет собой горизонтально замкнутый тележечный грузонесущий конвейер с настольным пульсирующим (тактовым) перемещением тележек, предназначенный для подачи заготовок и приема готовых деталей. Разгрузка тележек осуществляется в автоматическом цикле с использованием промышленного робота. На каждой тележке расположена паллета с приспособлением, позволяющим расположить на ней 4 детали (Рис. 9). Учитывая, что среднее время обработки одной детали составляет приблизительно 5 минут, а количество тележек с паллетами 20 (19 – с деталями и заготовками, 1 – свободная для перегрузки готовых деталей), обеспечивается бесперебойная работа РТК в течении около 1,5 часов.

Описание характеристик тактового стола модели **СТ 150**

Габаритные размеры стола, мм

длина, L 2250

ширина, В	650
высота, Н	700-850
Грузоподъемность одной пластины, кг	10
Число пластин (паллет)	20
Размеры пластин, мм	
А×Б	150×225
l×b	150×150
E	100
D	120±0,2

Составим предварительную схему РТК (робото-технического комплекса).

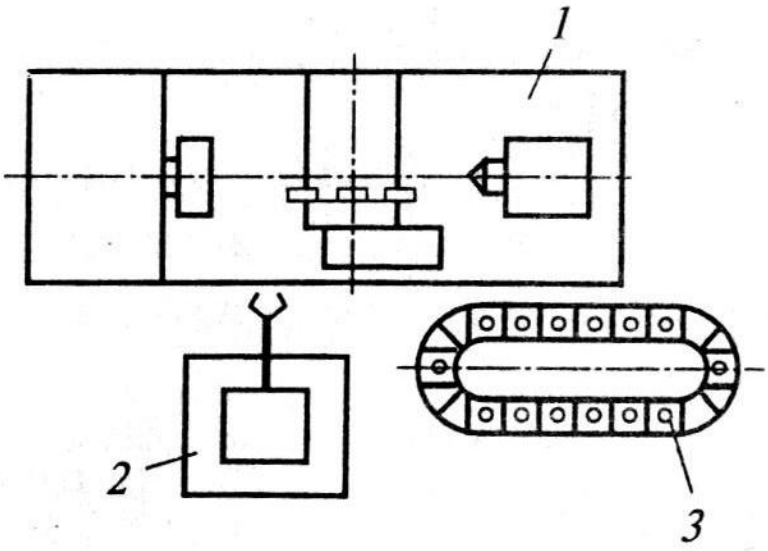

Рисунок 7 – Предварительная схема РТК

Компоновка – это система взаимного расположения элементов РТК. Она бывает технологической и конструкционной. В процессе технологической компоновки определяются структура РТК, состав рабочих и установочных движений, количество исходных, рабочих и конечных положений детали, характер обслуживания РТК человеком. Второй вид компоновки отражает конструктивное исполнение.

Компоновки РТК весьма многообразны. Однако необходимо стремиться к типовым решениям хотя бы для однородных операций и деталей одного конструктивного класса. Причем нужно придерживаться некоторых общих принципов:

- принципа минимума, заключающегося в том, что при компоновке следует стремиться использовать как можно меньше вспомогательных устройств, предусматривать минимальное количество движений при манипуляции предметами труда или инструментом, сокращать время выполнения операций и производственную площадь, занимаемую элементами РТК;

- принципа обеспечения удобства обслуживания и ремонта РТК и в первую очередь соблюдения техники безопасности (ГОСТ 12.2.72–82).

При этом требуется:

- предусматривать максимальную механизацию и автоматизацию вспомогательных операций (транспортировка заготовок и деталей, загрузка ими накопителей и питателей, удаление стружки, окалины и облоя из рабочей зоны и т. д.) связанных с воздействием на работающих опасных и вредных производственных факторов, оставляя за оператором в основном функции управления и контроля;

- обеспечивать удобный и безопасный доступ обслуживающего персонала к основному и вспомогательному технологическому оборудованию, ПР и органам аварийного отключения и управления;

- исключать пересечение трасс следования оператора и исполнительных устройств ПР;

- размещать пульт управления вне рабочего пространства ПР; вокруг него должно быть достаточно места, чтобы оператор мог беспрепятственно пользоваться кнопкой аварийного отключения и имел хороший обзор;

- предусматривать при расчете площади ограждаемой зоны необходимые расстояния между стационарным ограждением, элементами промышленного робота и технологического оборудования для безопасного выполнения операций программирования, обучения, ремонта и контроля ПР.

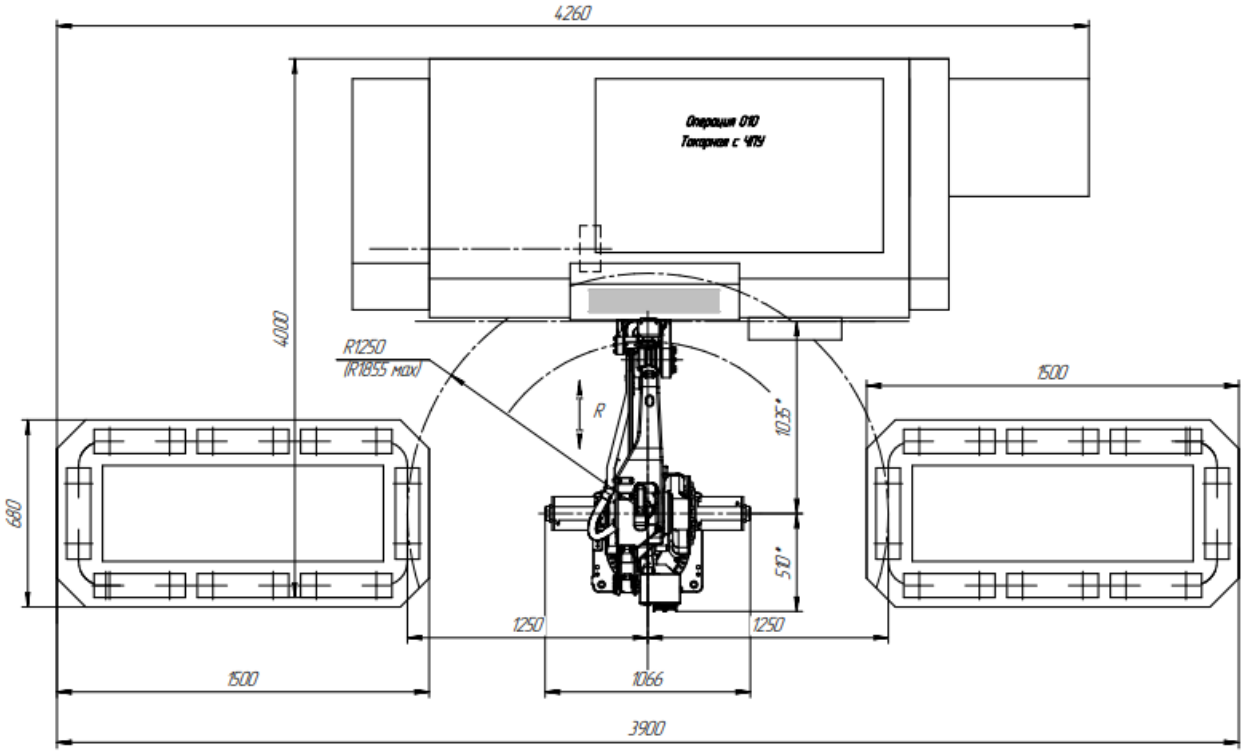

Рисунок 8 – Компоновка РТК

Описание схемы расположения оборудования РТК: выбрана схема с одним станкоми (17П20Ф3), двумя столами (СТ-150), одноруким роботом (FANUC-420i), имеющим пять степеней подвижности – поворот колонки, выдвижение/втягивание руки, опускание/поднятие захватного органа и тактовым столом и двумя кантовочными подставками.

3.2 Расчет времени работы манипулятора

Робот находится в исходном положении над загрузочной площадкой тактового стола.

1. Выдвижение траверсы (на 100мм)

$$t_1 = \frac{0{,}100}{0{,}4} = 0{,}25\text{с}$$

2. Переместить траверсу вниз (на 100мм)

$$t_2 = \frac{0{,}250}{1} = 0{,}25\ \text{с}$$

3. Закрепление детали в схвате t_3=3с.

4. Переместить траверсу вверх (на 100мм) $t_4 = 0{,}25\ \text{с}$

5. Втягивание траверсы (на 200мм).

$$t_5 = \frac{0{,}200}{0{,}4} = 0{,}5\text{с}$$

6. Поворот робота по оси на 90° (по часовой стрелке)

$$t_6 = \frac{90°}{60} = 1{,}5\ \text{с}$$

7. Выдвижение траверсы (на 200мм к станку) $t_7 = 0{,}5\text{с}$

8. Поворот руки робота на 90° (против часовой стрелки)

$$t_8 = \frac{90°}{90} = 1\ \text{с}$$

9. Подача заготовки в патрон (на 100мм к станку).

$$t_9 = \frac{0{,}100}{0{,}2} = 0{,}5\text{с}$$

10. Зажим патрона станка t_{10} = 3с.

11. Разжим схвата t_{11}=3с.

12. Переместить руку схвата (от патрона)

$$t_{12} = \frac{0{,}100}{0{,}2} = 0{,}5\ \text{с}$$

13. Втягивание руки схвата на 400мм $t_{13} = 0{,}8\text{с}$

14. Закрыть ограждение станка t_{14} = 3с.

15. Обработка по программе (операция 010) **T_{15} = 24 сек (0,4 мин).**

19. Открыть ограждение станка t_{19} = 3с.

20. Вытягивание руки схвата на 400мм.$t_{20} = 0{,}8$с

21. Переместить руку схвата (к патрону) $t_{21} = 0{,}5$ с

22. Зажим схвата t_{22}=3с.

23. Разжим патрона станка t_{23} = 3с.

24. Перемещение заготовки (на от станка) $t_{24} = 0{,}5$с

25. Поворот руки робота на 90° (по часовой стрелке) $t_{25} = 1$с

23. Втягивание траверсы (на 200мм к станку). $t_{24} = 0{,}5$с

24. Поворот робота по оси на 90° (по часовой стрелке) $t_{25} = 1{,}5$ с

25. Переместить траверсу вниз (на 100мм) $t_4 = 0{,}25$ с

26. Откреплeние детали в схвате t_3=3с.

27. Переместить траверсу вверх (на 100мм)$t_2 = 0{,}25$ с

28. Втягивание траверсы (на 100мм) $t_1 = 0{,}25$с

29. Поворот руки робота на 180° (против часовой стрелки)

$$t_8 = \frac{180°}{60} = 3 \text{ с}$$

32. переход к выполнению п.1

3.3Выбор промышленного робота. Определение номинальной грузоподъемности.

Номинальная грузоподъемность равна сумме масс объекта манипулирования и схвата. Ориентировочно грузоподъемность определяем по формуле:

$$m_{\text{Н}} = K_C \cdot K_{\text{П}} \cdot m_{\text{О}}, \text{кг}$$

где $K_C = 1{,}1...1{,}35$ - коэффициент, учитывающий массу схвата.

Принимаем $K_C = 1{,}1$.

$K_{\text{П}}$- коэффициент, учитывающий тип привода схвата ($K_П = 1{,}3$ для пневмопривода; $K_П = 1{,}1$ для гидравлического привода; $K_П = 1{,}15$для вакуумного и магнитного).

Принимаем $K_П = 1{,}3$; m_0 - масса объекта манипулирования.

$$m_{\text{Н}} = 1{,}1 \cdot 1{,}15 \cdot 8 = 10 \text{ кг}$$

Полученную грузоподъемность (кг) округляют до ближайшего большего значения из предпочтительного ряда (ГОСТ 25204-82).

Для станочных роботов: 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160

По ГОСТ 25204-82 грузоподъемность ПР принимаем равной m=10кг

3.4 Расчет механизма перемещения по вериткали

Исходными данными для проектирования являются динамические параметры и величины перемещения степеней подвижности, структура НМС, конструктивное исполнение ориентирующего механизма, размера рабочей зоны ПР. На основании этих данных определяются взаимное положение звеньев и узлов ПР, их присоединительные размеры, тип кинематических связей, передаточных механизмов и привода.

В случае, когда заранее неизвестны некоторые геометрические параметры привода (например, диаметр D ходового винта), двигатель определяется по его мощности. При определении мощности необходимо выявить узлы механизма, в которых при перемещении возникают силы трения, препятствующие движению. Для механизма вертикального перемещения возможными узлами трения являются направляющие 1, верхняя 2 и нижняя 3 опоры.

При определении мощности необходимо выявить механизмы, в которых при перемещении возникают силы трения, препятствующие движения.

Суммарная осевая сила, действующая на винт:

$$F_{\Sigma} = R_{B1} + F_C + F_{\text{И}}, H$$

где R_{B1}- вертикальная опорная реакция, Н

F_C- сила сопротивления, Н

$F_{\text{И}}$-сила инерции, Н

Определяем вертикальную опорную реакцию:

$$R_B = (m_{\text{Т}} + m_{\text{О}} + m_{\text{С}}) \cdot g, H$$

$m_{\text{Т}}$-масса траверсы

$m_{\text{О}}$- масса объекта манипулирования

$m_{\text{С}}$- масса схвата

g – ускорение свободного падения, Н

$$R_B = (40 + 8 + 10) \cdot 9.8 = 568\ H$$

Сила сопротивления, возникающая от трения в опорах ходового винта и в шариковой винтовой паре, обычно не превышают 5-10% от сил

сопротивления горизонтальных опорных реакциях $R_Г$ в направляющих, поэтому ими можно пренебречь. В свою очередь, сила сопротивления в направляющих:

$$F_C = R_Г \cdot 0.1\ , H$$

Определяем горизонтальную опорную реакцию:

$$R_Г = \frac{(m_О + m_С) \cdot g \cdot l_о}{2g \cdot l_1}, H$$

где l_0 - максимальное расстояние от ходового винта до центра схвата, м

l_1- расстояние между опорами направляющих, м

Рассчитываем:

$$R_Г = \frac{(8 + 10) \cdot 1{,}2}{2 \cdot 0{,}25} = 43\ H$$

Сила инерции при трапецеидальном законе изменение скорости движения

$$F_И = (m_Т + m_О + m_С) \cdot a, H$$

где a – ускорение при пуске двигателя, м/ $с^2$

$$a = \frac{V}{t_p}, \text{м/с}^2$$

где V – скорость вертикального перемещения, м/с;

t_p – время разгона, с: t_p=0,3…0,5с

k_1 – коэффициент конструкции, при a=1k_1=1.

Рассчитываем ускорение:

$$a = \frac{0{,}3}{0{,}3} = 1\ \text{м/с}^2$$

Рассчитываем силу инерции:

$$F_И = (40 + 8 + 10) \cdot 0{,}5 = 29\ H$$

Определяем суммарную осевую силу, действующая на винт:

$$F_Σ = 568 + 43 + 29 = 621\ H$$

Мощность привода в установившемся режиме определяется по формуле:

$$P = 10^{-3} \cdot F_Σ \cdot V, \text{кВт}$$

$$P = 10^{-3} \cdot 621 \cdot 0{,}3 = 0{,}19 \text{ кВт}$$

Мощность двигателя, с учетом потерь:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta}, \text{кВт}$$

где η – КПД привода.

$$P_{\text{дв}} = \frac{0{,}19}{0{,}85} = 0{,}22 \text{ кВт}$$

По каталогу выбирается ближайший робот с приводами большей мощности.

3.5 Расчет механизма горизонтального перемещения

Механизм(горизонтального перемещения определяем по аналогии перемещения горизонтальной штанги:

$$P_{\text{дв}} = \frac{k_1 \cdot P_{\text{ПМ}}}{\eta_{\text{ПМ}}}, \text{кВт}$$

где $\eta_{ПМ}$ - КПД механизма перемещения;

$P_{ПМ}$ - мощность привода механизма, кВт

Определим мощность привода:

$$P = 10^{-3} \cdot F_{\text{ОС}} \cdot V, \text{кВт}$$

где V – скорость выдвижения штанги с грузом, м/с;

$F_{ос}$ – осевая сила на ходовом винте

Осевая сила на ходовом винте определяется:

$$F_{\text{ОС}} = F_{\text{ИН}} + F_{\text{ТР}}, \text{Н}$$

где $F_{ИН}$ - сила инерции штанги с грузом, Н

$F_{ТР}$ - сила сопротивления перемещению, Н

Сила инерции на штанге определяется:

$$F_{\text{ИН}} = k_1(m_{\text{ШТ}} + m_{\text{О}} + m_{\text{С}}) \cdot a, \text{Н}$$

где $m_ш$– масса штанги;

а – ускорение перемещения;

Отсюда:

$$F_{\text{ИН}} = (50 + 8 + 10) \cdot 4{,}5 = 306 \text{ Н}$$

Сила сопротивления перемещению:

$$F_{\text{ТР}} = k_1(R_C + R_D) \cdot f, \text{Н}$$

где $R_С$ и $R_Д$ - реакции в опорах которые определяются при максимальном вылете схвата без учета осевой силы в винтовой паре из условия равновесия:

$$R_C = \frac{(m_{\text{О}} + m_{\text{С}}) \cdot g \cdot l_5 + m_{\text{О}} \cdot g \cdot l_4}{2g \cdot l_3}, \text{Н}$$

$$R_C = \frac{(8 + 10) \cdot 0{,}75 + 8 \cdot 0{,}25}{2 \cdot 0{,}25} = 17{,}3 \text{ Н}$$

$$R_D = \frac{(m_О + m_С) \cdot g \cdot (l_5 + l_3) + m_О \cdot g \cdot (l_4 + l_3)}{2g \cdot l_3}, Н$$

$$R_D = \frac{(8 + 10) \cdot (0{,}75 + 0{,}25) + 8 \cdot (0{,}20 + 0{,}25)}{2 \cdot 0{,}25} = 18{,}7 \text{ Н}$$

Сила сопротивления перемещению:

$$F_{ТР} = 1 \cdot (17{,}3 + 18{,}7\ ) \cdot 0{,}05 = 2{,}3 \text{ Н}$$

Осевая сила на ходовом винте:

$$F_{ОС} = 306 + 2{,}3 = 308{,}3 \text{ Н}$$

Мощность привода:

$$P = 10^{-3} \cdot 308{,}3 \cdot 3{,}6 = 1{,}11 \text{ кВт}$$

Механизм выдвижения штанги 13 (горизонтального перемещения):

$$P_{дв} = \frac{1 \cdot 1{,}116}{0{,}65} = 1{,}7 \text{ кВт}$$

Далее по каталогу выбираем робот с ближайшей большей мощностью.

3.6 АНАЛИЗ РОБОТА НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Задачей теоретического анализа структуры станочной системы 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, а станок ожидает, пока манипулятор не освободится. При наличии нескольких заявок приоритет остается за ранее поданной.

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

– среднее использование манипулятора A_m, %;

– среднее использование одного станка A_c, %;

– коэффициент простоя при многостаночном обслуживании, $К_c$ %.

Допустимыми считаются следующие значения данных показателей [2, с. 20]:

$A_M \geq 20\%$; $A_C \geq 80\%$; $K_C \leq 2\%$

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 [2, с. 22]:

$$\lambda = \frac{1}{T_ц},$$

где $Т_ц$ – среднее время обслуживания цикла работы гибкой станочной системы, $Т_ц = 39,5$ мин.

$$\lambda = \frac{1}{39,5} = 0,025$$

Интенсивность обслуживания станков, определяющая среднее число выполняемых в единицу времени заказов на обслуживание, определяется по формуле [2, с. 22]:

$$\nu = \frac{1}{T_{об}},$$

где $T_{об}$ – среднее время обслуживания одного станка, $T_{об}$ = 2,02 мин.

$$\nu = \frac{1}{2,02} = 0,5$$

Расчеты выполняются для конкретной структуры станочной системы. Для расчетов и дальнейшего анализа будем определять отношение средней интенсивности заявок к средней интенсивности обслуживания по [2, с.22]:

$$\rho = \frac{\lambda}{\nu};$$

$$\rho = \frac{0,025}{0,5} = 0,05$$

Для данного типа станочных систем вероятность того, что все станки работают, а манипулятор простаивает определяется по формуле [2, с. 26]:

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

где k – число заявок на обслуживание, k = 0,1,2,...,m;

m – число станков.

Манипулятор работает при состояниях системы от E1 до E и вероятность его простоя определяется по формуле [2, с. 28]:

$$A_{м} = \sum_{k=1}^{m} P_k$$

где Pk – вероятность нахождения системы в одном из возможных состояний, определяется по формуле [2, с. 27]:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0$$

Состояние при к = 0 означает отсутствие заказов на обслуживание и Pk = P0.

Число станков, ожидающих обслуживания в находящихся впереди на исполнение заказа, определяется состоянием E2 – Em. При этом один станок

обслуживается, а (к - 1) – ждут обслуживания. Среднее число ожидающих ставков определяется по формуле [2, с. 26]:

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k$$

Коэффициент простоя одного станка из-за ожидания при многостаночном обслуживании определяется по формуле [2, с. 27]:

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k$$

Среднее использование (недогрузка) одного станка определяется по формуле[2, с. 28]:

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (k-m) \cdot P_k$$

Для анализа рассматриваемой станочной системы зададимся несколькими средними значениями машинного времени и рассчитаем основные показатели, характеризующие производительность ГСС по выше расписанным формулам.

Исходные данные для расчета:

$T_{\text{о}} = 39{,}5$ мин; $T_{\text{об}} = 2{,}02$ мин; $m = 3$; $p = 0{,}05$.

При k = 0:

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0{,}05 + \sum_{k=2}^{3} \frac{3!}{(3-2)!} \cdot 0{,}05^2} = 0{,}86$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 0{,}86$$

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-0) \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}86 = 0{,}129$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0{,}86 = 0{,}86$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0{,}86 = 0{,}286$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0{,}86 = 0{,}86$$

При k = 1:

$$P_{k+1} = (m-k)\cdot\rho\cdot P_0 = (3-1)\cdot 0,05\cdot 0,129 = 0,0129$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 0,86 + 0,129 = 0,989$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = (2-1)\cdot 0,129 = 0,129$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(2-1)\cdot 0,129 = 0,043$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=0}^{m}(m-k)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(3-0)\cdot 0,129 = 0,129$$

При k = 2:

$$P_{k+1} = (m-k)\cdot\rho\cdot P_0 = (3-2)\cdot 0,05\cdot 0,0129 = 0,00065$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 0,989 + 0,0129 = 1,0019$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = (2-1)\cdot 0,0129 = 0,0129$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(2-1)\cdot 0,0129 = 0,0043$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=0}^{m}(m-k)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(3-0)\cdot 0,0129 = 0,0129$$

При k = 3:

$$P_{k+1} = (m-k)\cdot\rho\cdot P_0 = (3-3)\cdot 0,05\cdot 0,00065 = 0$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 1,0019 + 0,00065 = 1,00255$$

$$A_{\text{М}} = 1,00255 = 100,2\% > 20\%$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = (2-1)\cdot 0,00065 = 0,00065$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(2-1)\cdot 0,00065 = 0,00021$$

$$K_{\text{С}} = 0,00021 = 0,21\% < 2\%$$

$$A_C = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,86 + (3-1) \cdot 0,129 + (3-2) \cdot 0,0129 + (3-3) \cdot 0,00065 = 1,1309$$

$$A_C = 1,1309 = 113,09\% > 80\%$$

Все заключительные расчеты сведем в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов

Состояние K_c	Число ожидающих станков (k-1)	Вероятность P_k	$(k-1) \cdot P_k$	$(m-k) \cdot P_k$
0	0	0,86	-	2,58
1	0	0,129	-	0,258
2	1	0,0129	0,0129	0,0129
3	2	0,00065	0,0013	0
-	-	-	Σ = 0,0142	Σ = 2,8509

Произведем аналогичные расчеты для следующих исходных данных:

T_o = 15 мин; $T_{об}$ = 2,02 мин; m = 3; p = 0,132.

При k = 0:

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,132 + \sum_{k=2}^{3} \frac{3!}{(3-2)!} \cdot 0,132^2} = 1,413$$

$$A_M = \sum_{k=1}^{m} P_k = 1,413$$

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-0) \cdot 0,132 \cdot 1,413 = 0,56$$

$$n_C = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 1,413 = 1,413$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 1,413 = 0,471$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,413 = 1,413$$

При k = 1:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-1) \cdot 0,132 \cdot 0,56 = 0,147$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 0,56 + 1,413 = 1,973$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,56 = 0,56$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,56 = 0,186$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,56 = 0,56$$

При k = 2:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-2) \cdot 0,132 \cdot 0,147 = 0,0194$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 1,973 + 0,147 = 2,12$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,147 = 0,147$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,147 = 0,049$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,147 = 0,147$$

При k = 3:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-3) \cdot 0,132 \cdot 0,0194 = 0$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 2,12 + 0,0194 = 2,1394$$

$$A_{\text{М}} = 2,1394 = 213,94\% > 20\%$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,0194 = 0,0194$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,0194 = 0,0064$$

$$K_{\text{С}} = 0,0064 = 0,64\% < 2\%$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,413 + (3-1) \cdot 0,56 + (3-2) \cdot 0,147 + (3-3) \cdot 0,0194 = 2,68$$

$$A_{\text{С}} = 2,68 = 268\% > 80\%$$

Все заключительные расчеты сведем в таблицу 4.

Таблица 4 – Результаты расчетов

Состояние $K_{\text{С}}$	Число ожидающих станков (k-1)	Вероятность P_k	$(k-1)\cdot P_k$	$(m-k)\cdot P_k$
0	0	1,413	-	4,239
1	0	0,56	-	1,12
2	1	0,147	0,147	0,147
3	2	0,0194	0,0388	0
-	-	-	Σ = 0,1858	Σ = 5,506

Произведем аналогичные расчеты для следующих исходных данных:

$T_{\text{о}}$ = 1 мин; $T_{\text{об}}$ = 1 мин; m = 3; p = 0,2.

При k = 0:

$$P_0 = \frac{1}{1+3\cdot 0,2+\sum_{k=2}^{3}\frac{3!}{(3-2)!}\cdot 0,2^2} = 1,72$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 1,72$$

$$P_{k+1} = (m-k)\cdot \rho \cdot P_0 = (3-0)\cdot 0,2\cdot 1,72 = 1,032$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = (2-1)\cdot 1,72 = 1,72$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=2}^{m}(k-1)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(2-1)\cdot 1,72 = 0,573$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m}\cdot\sum_{k=0}^{m}(m-k)\cdot P_k = \frac{1}{3}\cdot(3-0)\cdot 1,72 = 1,72$$

При k = 1:

$$P_{k+1} = (m-k)\cdot \rho \cdot P_0 = (3-1)\cdot 0,2\cdot 1,032 = 0,4128$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 1,72+1,032 = 2,752$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 1,032 = 1,032$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 1,032 = 0,344$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,032 = 1,032$$

При k = 2:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-2) \cdot 0,2 \cdot 0,4128 = 0,08256$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 2,752 + 0,4128 = 3,1698$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,4128 = 0,4128$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,4128 = 0,1376$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^{m} (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,4128 = 0,4128$$

При k = 3:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0 = (3-3) \cdot 0,2 \cdot 0,08256 = 0$$

$$A_{\text{М}} = \sum_{k=1}^{m} P_k = 3,1698 + 0,08256 = 3,25236$$

$$A_{\text{М}} = 3,25236 = 325,24\% > 20\%$$

$$n_{\text{С}} = \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,08256 = 0,08256$$

$$K_{\text{С}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^{m} (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,08256 = 0,02752$$

$$K_{\text{С}} = 0,02752 = 2,75\% < 2\%$$

$$A_{\text{С}} = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,72 + (3-1) \cdot 1,032 + (3-2) \cdot 0,4128 + (3-3) \cdot 0,08256 = 4,1968$$

$$A_{\text{С}} = 4,1968 = 419,68\% > 80\%$$

Все заключительные расчеты сведем в таблицу 5.

Таблица 3 – Результаты расчетов

Состояние K_c	Число ожидающих станков (k-1)	Вероятность P_k	$(k-1)\cdot P_k$	$(m-k)\cdot P_k$
0	0	1,72	-	5,16
1	0	1,032	-	2,064
2	1	0,4128	0,4128	0,4128
3	2	0,08256	0,16512	0
-	-	-	Σ = 0,57792	Σ = 7,6368

Таким образом, найденные значения параметров A_m, A_c и K_c находятся в пределах приведенных диапазонов ($A_m \geq 20$ %; $A_c \geq 80$ %; $K_c \leq 2$ %), значит, анализ по всем правилам считается законченным. По полученным результатам расчета можно сделать вывод, что использование данной ГПС целесообразнее при среднем машинном времени от 39,5 до 10 минут. При этом при 10 минутах среднего машинного времени все показатели производительности находятся в пределах допустимых значений кроме коэффициент простоя при многостаночном обслуживании, и он вышел из доступных значений. Если при дальнейших расчетах коэффициент простоя возрастет выше 2,5%, то это приведет к некоторому снижению производительности, что в принципе допустимо в случае крайней необходимости на некоторый промежуток времени. В заключении можно сказать, что использование проектируемого промышленного робота в данной гибкой станочной системе считается целесообразным, т.к. обработка крышки происходит в заданных временных значениях и является наиболее оптимальным вариантом.

Заключение

В выпускной квалификационной работе была рассчитана грузоподъемность напольного промышленного робота; по составленной компоновочной схеме, выявлена рабочая зона, основные размеры промышленного робота, перемещения по степеням подвижности; по составленной циклограмме работы роботизированного технологического комплекса определены время цикла и время обслуживания, а также с помощью теории массового обслуживания выявлены наиболее адекватные возможности использования робота.

Список использованных источников и 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 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.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
				текстовая		
А4			ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.000 ПЗ	Пояснительная записка	121	
				Документация графическая		
А1			ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.000 КЗ	Станок по типу базового модели 1720Ф30	1	
А0				Схема кинематическая принципальная	1	
А1			ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.000 СБ	Привод главного движения	2	
А1				Сборочный чертеж Развертка + свертка		
А1			ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.000 СБ	Планировка гибкого производственного модуля	1	
А1			ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.000 СХ	Циклограмма	1	

Перв. примен.

Подп. и дата | Взам. инв. №

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Исмоилов Т.Б.		
Пров.		Нестеров С.А.		
Н.контр.		Большаков Г.С.		
Утв.		Зверовщиков А.Е.		

ПГУ 1.2-15.03.02.05.00.000 ВД

Ведомость ВКР

Лит.	Лист	Листов
В К Р		1

Каф. "ТОМ" гр 22МС1

Копировал

Формат А4