МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет машиностроения и транспорта	Кафедра Компьютерное проектирование технологического оборудования
Направление подготовки	15.03.02 – Технологические машины и оборудование
Профиль подготовки	Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Токарно-центровой полуавтомат с ЧПУ по типу модели 1720ПФ30

ПГУ 15.03.02.08.00.00ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 16МС1	(подпись, дата)	Оленов Б.А. (фамилия, инициалы)
Руководитель	(подпись, дата)	Кочетков Д.В. (фамилия, инициалы)
Нормоконтролер	(подпись, дата)	Большаков Г.С. (фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от 11.06.2020 № 10)

Заведующий кафедрой _____ (подпись) Липов А.В. (фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 23.06.2020 г. № 1)

Секретарь ГЭК _____ (подпись) Истомина Ю.В. (фамилия, инициалы)

Пенза 2020

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой КПТО А.В. Липов

«15» июня 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 16МС1 Факультета машиностроения и транспорта направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Орипов Бехруз Анварович

2. Руководитель бакалаврской работы Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 27 мая 2020 г. по 8 июля 2020 г.

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО "ПГУ", кафедра КПТО, г. Пенза

5. Тема бакалаврской работы

Токарно-центровой полуавтомат с ЧПУ по типу модели 1720ПФ30

Тема утверждена приказом ПГУ № 358/о от 12 мая 2020 г.

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

Полуавтомат токарно-центровой с ЧПУ: эффективная мощность резания $P_{эф}=6$ кВт; диапазон регулирования $K_R=200$; минимальная частота вращения шпинделя $n_{шп(min)}=15$ мин$^{-1}$.
Спроектировать коробку скоростей и шпиндельную бабку.
Спроектировать шпиндельную бабку на гидростатических опорах.

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать общие сведения о базовой модели станка; кинематический и силовой расчёт коробки скоростей и шпиндельной бабки; расчёт шпиндельного узла, установленного на подшипниках качения; расчёт гидростатических подшипников; расчёт шпиндельного узла на жёсткость, установленного на гидростатических подшипниках.

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

1. Полуавтомат токарно-центровой с ЧПУ (Внутренний) - 1л. ф. А1
2. Полуавтомат токарно-центровой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная) - 1л. ф. А1.
3. Коробка скоростей (Сборочный чертеж) - 3л. ф. А1
4. Бабка шпиндельная (Сборочный чертеж) - 1л. ф. А1
5. Бабка шпиндельная (Сборочный чертеж) модернизированная - 1л. ф. А1

8. Особые требования по выполнению разделов:

Разработать и представить в графической части схему типовых гидростатических опор шпинделя.

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы,%	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Обзор видов станка	5	до 29.05.2020г	Котиков
2. Кинематическая схема станка	5	до 02.06.2020г	Котиков
3. Сборочный чертеж коробки скоростей	25	до 10.06.2020г	Котиков
4. Сборочный чертеж шпиндельной бабки	20	до 15.06.2020г	Котиков
5. Сборочный чертеж модернизированной шпиндельной бабки	20	до 17.06.2020г	Котиков
6. Оформление пояснительной записки	25	до 22.06.2020г	Котиков

Дата выдачи задания «27» мая 2020 г. Задание к исполнению принял

Руководитель работы Котиков

«27» мая 2020г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта С.Ю. Киреев

«___» _____ 2020 г.

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой аттестации допустить

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки – 15.03.02 Технологические машины и оборудование (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка), на тему «Токарно-центровой полуавтомат с ЧПУ по типу модели 1720ПФ30» состоит из пояснительной записки и графической части.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК, ШПИНДЕЛЬНАЯ БАБКА

Пояснительная записка содержит 87 листов формата А4, 15 рисунков, 1 таблица, 16 источников литературы, 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен расчет модернизированного привода главного движения станка по типу базового модели 1720ПФ30, в которой построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межцентровые расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла, проведены расчет на прочность: валов, шпиндельного узла и опор.

					ПГУ 15.03.02.08.00.00ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Орлов Б.А.			Токарно-центровой полуавтомат с ЧПУ по типу модели 1720ПФ30 Пояснительная записка	Лит. ВКР	Лист 3 / Листов 87
Провер.		Кочетков Д.В.					
Н. контр.		Большаков Г.С.				Каф. «КПТО», гр. 16МС1	
Утв.							

Графическая часть содержит:

Лист формата – А1 – Полуавтомат токарно–центровой с ЧПУ (Вид общий);

Лист формата – А1 – Полуавтомат токарно–центровой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная);

2 листа форматов – А0, А1 – Коробка скоростей (Сборочный чертеж);

Лист формата – А1 – Бабка шпиндельная (Сборочный чертеж);

Лист формата – А1 – Бабка шпиндельная модернизированная (Сборочный чертеж).

Содержание

Введение…….....7
1 Общие сведения о базовой модели станка……10
2 Кинематический расчет привода главного движения.....12
2.1 График частот вращения шпинделя…….....12
2.2 Числа зубьев в передачах……18
2.3 Кинематическая схема привода главного движения…….....25
2.4 Эскизное оформление привода главного движения…….....26
2.4.1 Кинематические и силовые характеристики…….....26
2.4.2 Модули зубьев в передачах…….....28
2.4.3 Диаметры валов…….....30
2.4.4 Межцентровые расстояния между валами….....33
2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....34
2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла……....36
3 Силовой расчет привода главного движения.....38
3.1 Расчет валов на прочность…….…..38
3.2 Расчет шпиндельного узла……...52
3.3 Уточненный расчет опор шпинделя……....56
3.4 Динамический расчет…….....57
3.5 Проверочный расчет зубчатых колес…….....57
3.6 Расчет соединений вал-ступица.....59
3.6.1 Расчет шлицевых соединений…….....59
3.6.2 Расчет шпоночного соединения.....61
4 Расчет шпинделя на гидростатических опорах……63
4.1 Расчет гидростатических подшипников……63
4.2 Расчет шпиндельного узла…….....67
4.3 Уточненный расчет опор шпинделя……...70
Заключение……..……72
Список использованной литературы…….....73

Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы…….....75
Приложение Б – Спецификации.....77

Введение

Разработка прогрессивных конструкций металлорежущих станков представляет собой важнейшую задачу в области машиностроения. Поэтому весьма актуальной представляется задача по разработке узлов подобного оборудования и прежде всего приводов главного движения и подач.

Несмотря на то, что в станкостроение накоплен большой опыт по созданию разнообразных конструкций, положительно зарекомендовавших себя на практике, всё время идет напряженная творческая работа, как по разработке новых конструкций, так и по дальнейшему совершенствованию существующих. При этом основные решения принимают на стадии технического задания, технического предложения или эскизного проекта.

Новые решения позволяют либо создать конструкцию с более высокими технико-экономическими показателями (меньшие стоимость, масса, габаритные размеры, лучшая технологичность, удобства обслуживания) либо получить более высокие характеристики конструкции или дополнительные преимущества (большие надежность, точность и производительность, технологические возможности и др.) и обеспечивают этим конкурентоспособность станка.

При разработке новых конструкций узлов может быть предложено несколько решений, каждое из которых имеет те или иные преимущества и недостатки.

При поиске новых конструктивных решений для различных узлов и механизмов станка, несмотря на их различие и разнообразие функций, проявляются следующие общие тенденции.

1. Применение новых механизмов, сконструированных с учетом достижений механики, гидравлики, пневматики, а также комбинированных механизмов (например, пневмогидравлических, электромеханических), механизмов построенных на новых физических принципах (магнитострикционный привод, магнитная подвеска, газостатическая опора),

позволяет создавать конструкции с более высокими характеристиками. Примерами могут служить гидростатические и аэростатические опоры для шпинделей и для поступательного перемещения узлов и др.

2. Применение мехатроники, т.е. систем и механизмов, органически сочетающих механику или электронику, характерны для современных станков с системами программного управления.

3. Перенос рабочих функций с механической системы приводов на систему управления и электропривод позволяет получать более компактные, легко управляемые узлы с высокими техническими характеристиками.

4. Создание универсальных и многофункциональных конструкции, которые расширяются технологические возможности станка, характерно для многоцелевых станков, эффективность которых в первую очередь зависит от этого принципа.

5. Разработка дополнительных узлов, которые могут быть установлены на станке, расширяя или изменяя его технологические возможности, увеличивают приспособляемость станка к разнообразным запросам производства.

6. Агрегатно-модульный принцип проектирования узлов станка различного назначения является наиболее общим, отражающим прогрессивную тенденцию компоновка станка из узлов, оформленных в самостоятельные конструктивные единицы.

7. Защита узлов станка от загрязнения является непременным условием для обеспечения работоспособности прецизионных механизмов.

8. Повышение качества узла, в первую очередь его прецизионности и надежности, является постоянным фактором определяющим уровень и конкурентоспособность конструкции.

Сегодня для того, чтобы повысить производительность, стараются постоянно модернизировать станки на предприятии.

Преимущества модернизации:

– точность перемещения;

– повышение надежности станка;

– выпуск деталей с заданными точностными параметрами;

– повышение надежности работы станка;

– возможность увеличения диапазона регулирования;

– улучшение ремонтопригодности.

1 Общие сведения о базовой модели станка

Токарно-центровой полуавтомат 1720ПФ30, общий вид которого показан на рисунке 1, предназначен для токарной обработки наружных и внутренних цилиндрических, конических, сферических и торцевых поверхностей деталей типа тел вращения со ступенчатым и криволинейным профилем, а также для нарезания резьб в автоматическом режиме. Данный станок применяется преимущественно в крупносерийном и массовом производстве для обработки больших партий деталей [1].

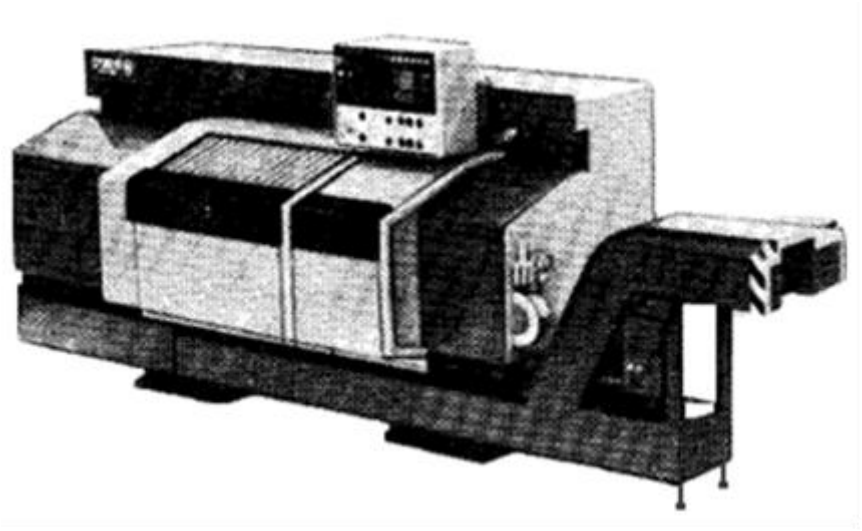

Рисунок 1 – Общий вид станка модели 1720ПФ30

Наибольший диаметр обрабатываемой детали – 400 мм, длина – 200 мм, масса – 20 кг, расстояние между центрами – 750 мм. Станок оснащен 12 позиционной инструментальной револьверной головкой, имеет конвейер для уборки стружки. Высокая мощность главного привода (18,5 кВт) и частоты вращения шпинделя полуавтомата позволяют эффективно использовать режущие свойства современных инструментов во всем диапазоне обрабатываемых диаметров.

Полуавтомат может быть оснащен различными системами ЧПУ.

Технические характеристики базовой модели станка 1720ПФ30 представлены в таблице 1 [1].

Таблица 1– Технические характеристики станка 1720ПФ30

Наименование показателя	**Показатель**
Наибольший диаметр обрабатываемой детали, установленной над станиной, мм	400
Наибольший диаметр обрабатываемой детали, установленной над кареткой, мм	320
Наибольший диаметр обрабатываемой детали, установленной над суппортом, мм	210
Наибольший диаметр прутка, проходящего через отверстие в шпинделе, мм	68
Наибольшая длина обрабатываемой детали, мм	750
Наибольшая масса обрабатываемой детали, кг	20
Частота вращения шпинделя, об/мин	25 – 3150
Диапазоны частот вращения шпинделя, об/мин	25 … 800 100 … 3150
Шаг нарезаемой резьбы, мм	0,01..40
Величина подач, мм/об продольная поперечная	0,01 – 20 0,005 – 10
Наибольшая скорость рабочей подачи, мм/мин продольной поперечной	5000 2500
Скорость быстрого перемещения инструмента, мм/мин продольного поперечного	10000 5000
Скорость перемещения задней бабки, мм/мин	4000
Дискретность задания перемещений, мм по оси X, по оси Y	0,001 0,001
Высота резца, устанавливаемого в резцедержателе, мм	25
Количество позиций резцедержателя в автоматической поворотной головке	12
Наибольшая суммарная потребляемая мощность, кВт	37
Мощность привода главного движения, кВт	18,5
Габариты полуавтомата, мм длина (без транспортера) ширина высота	3795×1515×1800
Масса полуавтомата, кг	4900

2 Кинематический расчет привода главного движения

2.1 График частот вращения шпинделя

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. Наибольшее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [2, 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 $\varphi_{\text{к}} = R_{\text{дв}}\ \varphi$ [2, с. 31].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [2, 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 требуемую мощность двигателя [2, 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 $\eta = 0{,}80 \ldots 0{,}85$ [2, с. 12], принимаем $\eta = 0{,}80$.

Следовательно,

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

Выбираем двигатель типа 2ПН200М [4, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 8,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [4, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [2, 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 [2, с. 32]:

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

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

Определяем число скоростей коробки [2, с. 36]:

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

$$z = \frac{\lg 200}{\lg 4} = 3,82.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [2, 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 [2, с. 32]:

$$R_m = R_г = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_к},$$

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

Принимаем $R_m = R_г = R_a = R_b = 7,07$.

Чтобы выбрать знаменатель ряда φ можно воспользоваться следующими рекомендациями [2, 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 [2, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg\varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [2, с. 33]:

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

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

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

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [2, 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 [2, с. 35]:

$$R_{к(ф)} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{к(ф)} = 7,07 \cdot 1,26^6 = 28,29,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{п(ф)} = 4 \cdot 28,29 = 113,16.$$

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 [2, с. 33]:

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

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

Следовательно,

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

принимаем $K_1 = 0$,

$$K_2 = \frac{\lg 113,16}{\lg 1,26} = 20,46,$$

принимаем $K_2 = 20$.

Определяем общее число интервалов [2, с. 33]:

$$K_{общ} = K_1 + K_2,$$

тогда,

$$K_{\text{общ}} = 0 + 20 = 20.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 21 горизонтальных линий, 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 [2, с. 33–34].

По таблице 3 [2, 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 2) 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 $n_{\text{шп}} = 47{,}5\ \text{мин}^{-1}$ по III валу. 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 5 интервалов, 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$^{-1}$).

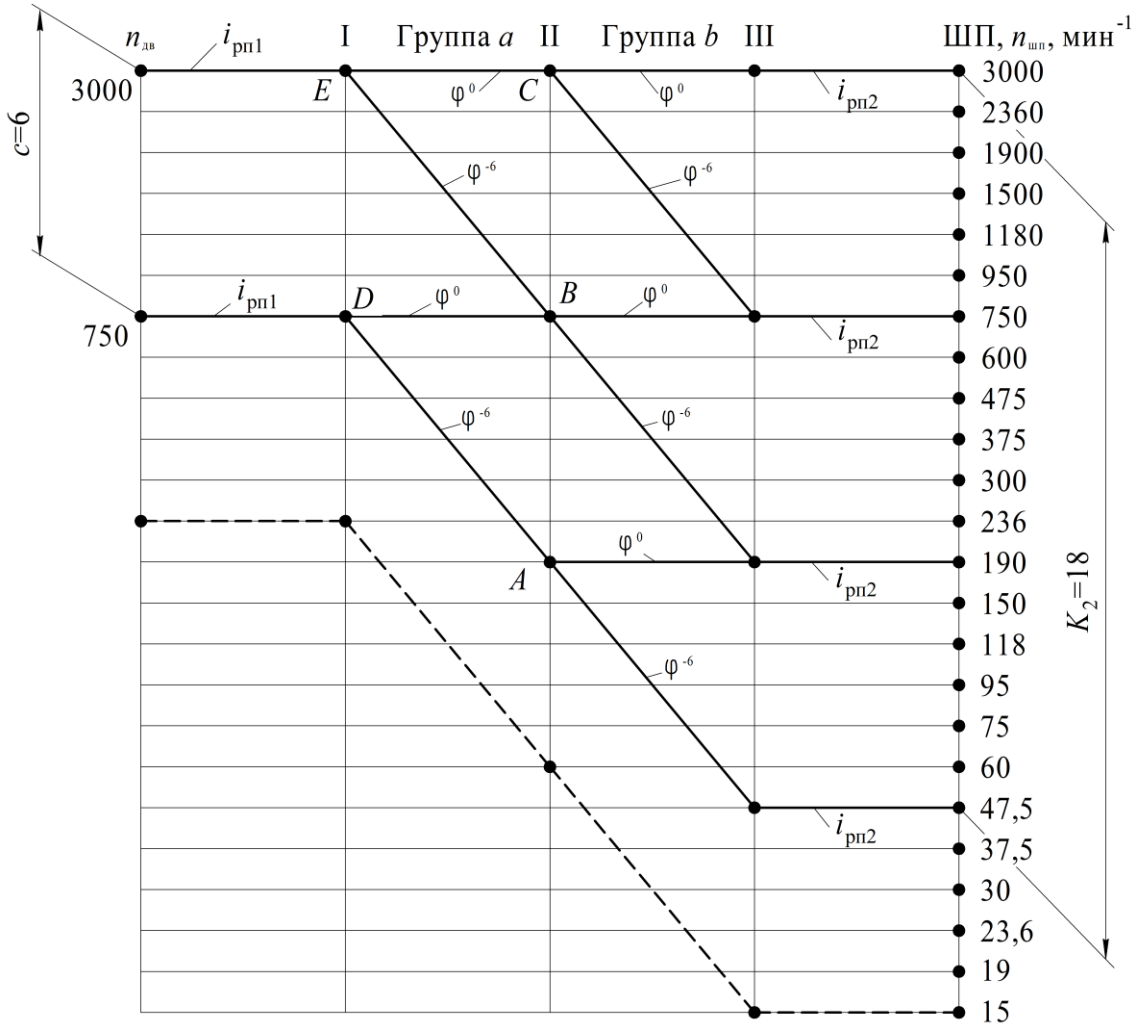

Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1720ПФ30 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

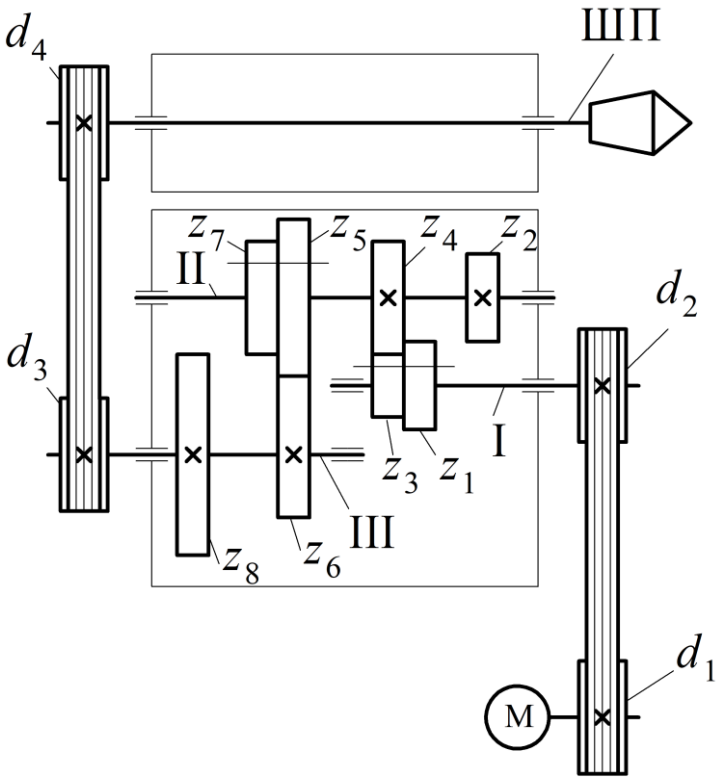

Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант)

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 [2, 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 $i_{рп1}$:

передаточное отношение – $i_{рп1} = \frac{n_{дв(max)}}{n_{I}} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{рп1} = \frac{n_{дв(ном)}}{n_{I}} = \frac{750}{750} = 1$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{рп1} = 1$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{дв(ном)} = 750\,мин^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{к\,дв} = 9550\frac{P_{дв}}{n_{дв(ном)}} = 9550\frac{8,5}{750} = 108,2\,Н\cdot м.$$

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 $d_{1min} = 125мм$. Расчетная ширина ремня $W_р = 14мм$; площадь поперечного сечения $A = 138мм^2$.

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]:

$$d_1 = C\cdot\sqrt[3]{M_{к\,дв}},$$

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

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38\cdot\sqrt[3]{108,2} = 181,1мм.$$

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

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,

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 750}{60000} = 7{,}07 \text{ м/с} - \text{при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

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

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]:

$$i_{\text{рп1}} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)},$$

$$i_{\text{рп1}} = \frac{180}{180(1-0{,}015)} = 1{,}01.$$

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

$$a_{\text{опт}} = c\, d_2,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1{,}35$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1{,}35 \cdot 180 = 243 \text{мм}.$$

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

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

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

Следовательно,

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

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

$$L_{\text{р}} = 2\cdot 243 + 3{,}14\cdot 180 + \frac{0^2}{243} = 1051{,}2\,\text{мм}.$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с. 86], принимаем $L_{\text{р}} = 1000\,\text{мм}$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

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

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

$$a = \frac{1000 - 3{,}14\cdot 180}{4} + \frac{1}{4}\cdot\sqrt{\left(1000 - 3{,}14\cdot 180\right)^2 - 8\cdot 0^2} = 225\,\text{мм}.$$

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

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

$$\gamma = 2\cdot\arcsin\frac{0}{225} = 0^0.$$

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

$$\alpha = \left(180 - \gamma\right) > 120^0,$$

$$\alpha = \left(180 - 0\right) = 180^0 \text{ – условие выполняется.}$$

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

$$U = \frac{1000V}{L_{\text{р}}},$$

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

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

$$d_e = d_1\left(1{,}14 - 0{,}14e^{2{,}43\left(1-i_{\text{рп1}}\right)}\right),$$

$$d_e = 180\left(1{,}14 - 0{,}14e^{2{,}43(1-1{,}01)}\right) = 180\,\text{мм}.$$

2) переборная группа *a*:

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z1-z1)} = \dfrac{n_{\text{I}}}{n_{\text{II}}} = \dfrac{3000}{3000} = 1$ или $i_{\text{зп}(z1-z2)} = \dfrac{750}{750} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1$, $\sum z = 96$, $z_1 = 48$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 96 - 48 = 48$;

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z3-z4)} = \dfrac{n_{\text{I}}}{n_{\text{II}}} = \dfrac{3000}{750} = 4$ или $i_{\text{зп}(z3-z4)} = \dfrac{750}{190} = 3{,}95$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4{,}0$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z3-z4)} = 3{,}98$, $\sum z = 96$, $z_3 = 19$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 96 - 19 = 77$;

3) переборная группа *b*:

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z5-z6)} = \dfrac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \dfrac{3000}{3000} = 1$ или $i_{\text{зп}(z5-z6)} = \dfrac{750}{750} = 1$, или $i_{\text{зп}(z5-z6)} = \dfrac{190}{190} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z5-z6)} = 1$, $\sum z = 114$, $z_5 = 57$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 114 - 57 = 57$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z7-z8)} = \dfrac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \dfrac{3000}{750} = 4$ или $i_{\text{зп}(z7-z8)} = \dfrac{750}{190} = 3{,}94$, или $i_{\text{зп}(z7-z8)} = \dfrac{190}{47{,}5} = 4{,}0$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $\sum z = 114$, $z_7 = 23$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 114 - 23 = 91$.

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [2, с. 47].

4) ременная передача $i_{рп2}$:

передаточное отношение – $i_{рп2} = \frac{n_{Ш}}{n_{ШП}} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{рп2} = \frac{n_{Ш}}{n_{ШП}} = \frac{750}{750} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{рп2} = 1$ необходимо определить диаметры ведущего d_3 и ведомого d_4 шкивов.

Принимаем $d_3 = 200$мм [3].

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

$$V = \frac{\pi d_3 n_{Ш}}{60000},$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 750}{60000} = 7{,}85 \text{м/с} - \text{при } n_{дв(ном)} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 3000}{60000} = 31{,}4 \text{ м/с} - \text{при } n_{дв(max)} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

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

$$d_4 = d_3 i_{рп2} (1 - \varepsilon),$$

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

Следовательно,

$$d_4 = 200 \cdot 1 (1 - 0{,}015) = 197\text{мм},$$

принимаем $d_2 = 200$мм [3, с. 96].

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

$$i_{рп2} = \frac{d_4}{d_3 (1 - \varepsilon)},$$

$$i_{рп2} = \frac{200}{200(1-0,015)} = 1,01.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_4 и передаточного отношения $i_{рп2}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{опт} = c\,d_4,$$

где $c = \frac{a_{опт}}{d_4}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1,35$.

Тогда,

$$a_{опт} = 1,35 \cdot 200 = 270 мм.$$

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

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

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

Следовательно,

$$d_{ср} = \frac{200 + 200}{2} = 200 мм,$$

$$\Delta = \frac{200 - 200}{2} = 0 мм,$$

$$L_р = 2 \cdot 270 + 3,14 \cdot 200 + \frac{0^2}{270} = 1168 мм.$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с. 86], принимаем $L_р = 1120 мм$.

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

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

$$a = \frac{1120 - 3,14 \cdot 200}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1120 - 3,14 \cdot 200\right)^2 - 8 \cdot 0^2} = 246 мм.$$

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

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{0}{246} = 0^0 .$$

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

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^0 ,$$

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

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

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

$$U = \frac{1000 \cdot 31,4}{1000} = 31,4 \text{с}^{-1} .$$

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

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

$$d_e = 200 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,01)}\right) = 200 \text{ мм} .$$

2.3 Кинематическая схема привода главного движения

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 [2, с. 47].

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

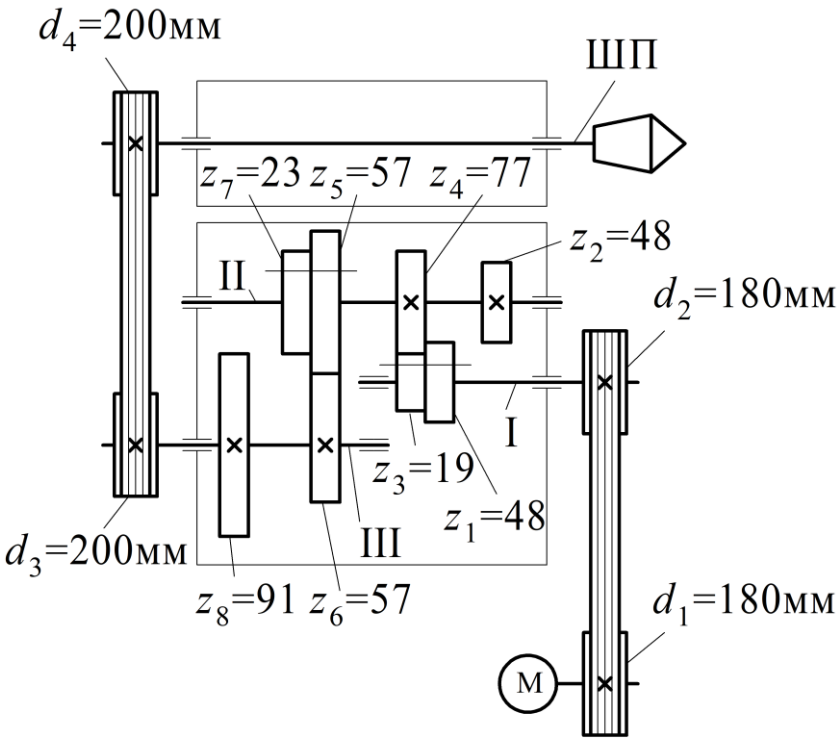

Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант)

2.4 Эскизное оформление привода главного движения

2.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [2, с. 39]:

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

$$n_{\text{шп расч}} = 15\left(200^{1/3} \ldots 200^{1/4}\right) = (87,72 \ldots 56,40)\ \text{мин}^{-1}.$$

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 2 – График частот вращения шпинделя):

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

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

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

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,

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

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

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

тогда,

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

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

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

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

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{7,68}{236} = 310,78 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

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

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

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 [2, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [2, с. 82, ф. 3]:

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

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

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

$m_{к}$ – 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, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$K_{H\beta}$ – 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 [2, 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 [2, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [2, 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 $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$ [2, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

переборная группа *a*:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 48$, $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1$, $M_{\text{кI}} = 310,78\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,66$,

$$m_{\text{к}} = \frac{770}{48}\cdot\sqrt[3]{\frac{310,78\cdot 1,12\cdot(1+1)}{1\cdot 0,4\cdot 1000^2}} = 1,92\,\text{мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14\cdot\sqrt[3]{\frac{310,78\cdot 1,2\cdot 3,66}{48^2\cdot 0,4\cdot 320}} = 2,33\text{мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,0\,\text{мм}$;

$z_3 - z_4$: $z_3 = 19$, $i_{\text{зп}(z3-z4)} = 3,98$, $M_{\text{кI}} = 80,32\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$, $Y_F = 4,11$,

$$m_{\text{к}} = \frac{770}{19}\cdot\sqrt[3]{\frac{80,32\cdot 1,12\cdot(3,98+1)}{3,98\cdot 0,4\cdot 1000^2}} = 2,65\text{мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14\cdot\sqrt[3]{\frac{80,32\cdot 1,2\cdot 4,11}{19^2\cdot 0,4\cdot 320}} = 2,86\,\text{мм},$$

предварительно принимаем $m = 3\text{мм}$.

Следовательно, для переборной группы *a* принимаем $m = 3\,\text{мм}$.

переборная группа *b*:

$z_5 - z_6$: $z_6 = 57$, $i_{\text{зп}(z5-z6)} = 1$, $M_{\text{кII}} = 1173,05\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,63$,

$$m_к = \frac{770}{57} \cdot \sqrt[3]{\frac{1173,05 \cdot 1 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,52 мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1173,05 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{57^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 3,64 мм,$$

предварительно принимаем $m = 3,5 мм$;

$z_7 - z_8$: $z_7 = 23$, $i_{зп(z7-z8)} = 3,98$, $M_{кП} = 310,78 Н \cdot м$, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000 МПа$, $\sigma_{FP} = 320 МПа$, $Y_F = 3.96$,

$$m_к = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{310,78 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 3,44 мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{310,78 \cdot 1,2 \cdot 3.96}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,91 мм,$$

предварительно принимаем $m = 4 мм$.

Следовательно, для переборной группы *b* принимаем $m = 4 мм$.

2.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [2, с. 86]:

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

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

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

$n_{i\min}$ – минимальная частота вращения вала при номинальной частоте вращения двигателя, мин$^{-1}$.

Следовательно,

$$d_{I\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,99}{750}} = 35,33 мм,$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{I min}} = 40$ мм,

$$d_{\text{II min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,68}{190}} = 49,32 \text{ мм},$$

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

$$d_{\text{III min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,37}{47,5}} = 69,03 \text{ мм},$$

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{\text{шп min}}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 5) [2, с. 87]:

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп min}} = 8.5 / (0,15 \ldots 0,35) = (56,67 \ldots 24,29) \text{мм},$$

принимаем $d_{\text{шп min}} = 100$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 ВКР: лист формата А1 – Бабка шпиндельная) [2, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \ldots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [2, 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,

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

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

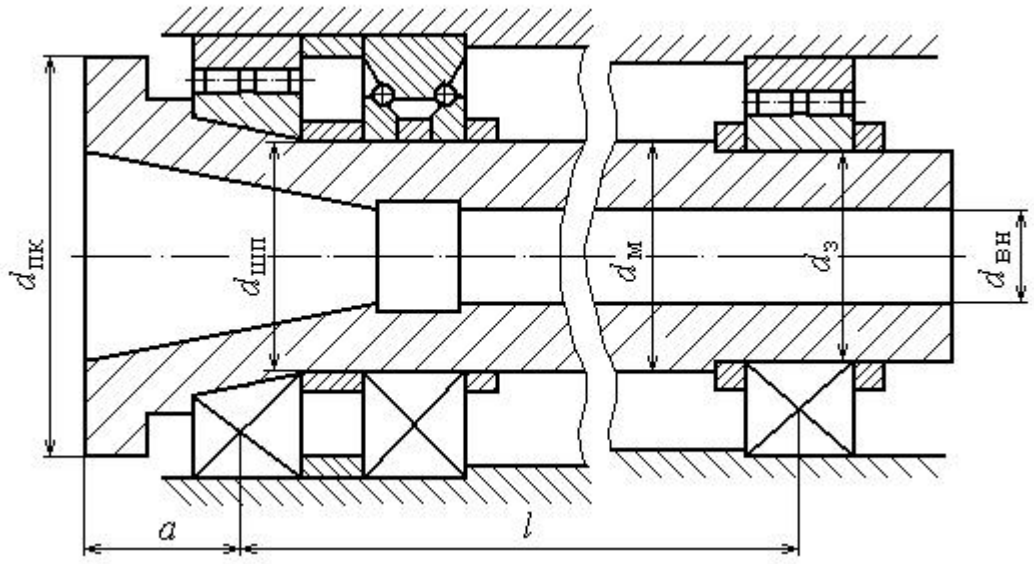

Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) [2, с. 88]:

$$d_{м\,min} = (0{,}9\ldots1{,}0)\cdot d_{шп\,min},$$

$$d_{м\,min} = (0{,}9\ldots1{,}0)\cdot 100 = (90\ldots100)\,мм,$$

принимаем (ориентировочно) $d_{м\,min} = 100\,мм$.

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

$$d_{з\,min} = (0{,}8\ldots0{,}9)\cdot d_{шп\,min},$$

$$d_{з\,min} = (0{,}8\ldots0{,}9)\cdot 100 = (80\ldots90)\,мм,$$

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

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [2, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [4, 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. рисунок 6) [1, с. 86]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в *i*-й передаче.

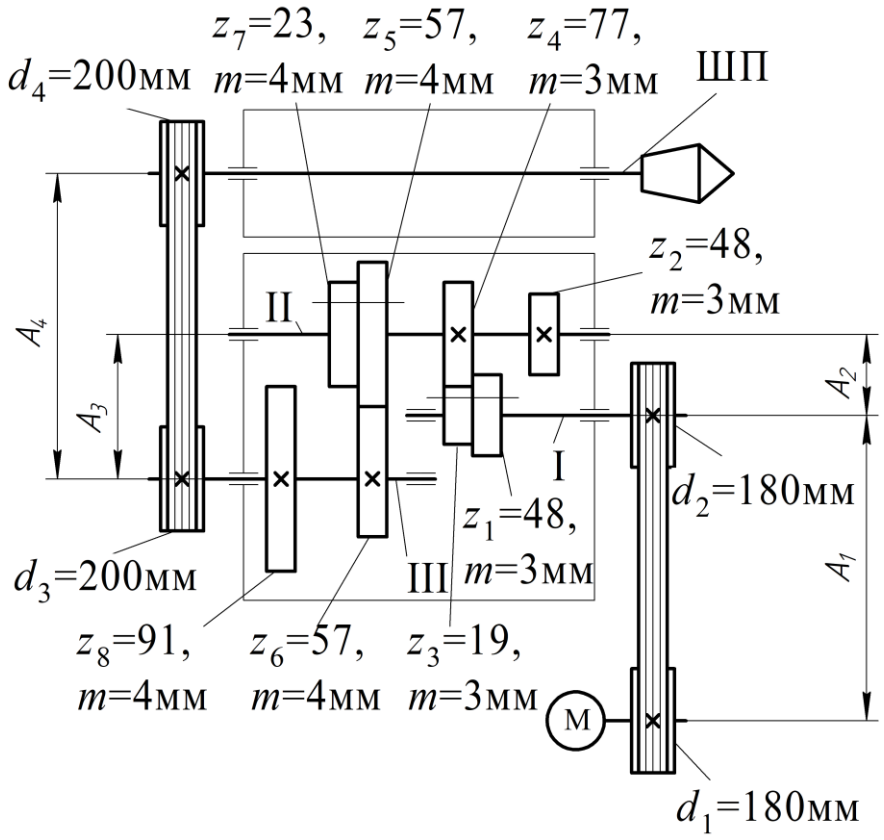

Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 225$мм.

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом I и II (см. рисунок 6):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_4),$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(48+48) = \frac{3}{2}(19+77) = 144\,\text{мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом I и III (см. рисунок 6):

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

$$A_3 = \frac{4}{2}(57+57) = \frac{4}{2}(23+91) = 228\,\text{мм}.$$

Межцентровое расстояние A_4 между валом III и ШП (шпинделем) (см. рисунок 6) (было определено выше): $A_4 = 246\text{мм}$.

2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [5]:

$$d = m\,z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [5]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [5]:

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

– ширина венца колес [5]:

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

Тогда,

$z_1 = 48$, $m = 3\,\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 48 = 144\,\text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_2 = 48$, $m = 3\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 48 = 144\text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_3 = 19$, $m = 3\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 48 = 57\text{мм},$$

$$d_a = 57 + 2\cdot 3 = 63\text{мм},$$

$$d_f = 63 - 2{,}5\cdot 3 = 55{,}5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_4 = 77$, $m = 3\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 77 = 231\text{мм},$$

$$d_a = 231 + 2\cdot 3 = 237\text{мм},$$

$$d_f = 237 - 2{,}5\cdot 3 = 223{,}5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_5 = 57$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 57 = 228\text{мм},$$

$$d_a = 228 + 2\cdot 4 = 236\text{мм},$$

$$d_f = 228 - 2{,}5\cdot 4 = 218\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_6 = 57$, $m = 4$мм,

$$d = 4 \cdot 57 = 228\text{мм},$$

$$d_a = 228 + 2 \cdot 4 = 236\text{мм},$$

$$d_f = 228 - 2{,}5 \cdot 4 = 218\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40$мм.

$z_7 = 23$, $m = 4$мм,

$$d = 4 \cdot 23 = 92\text{мм},$$

$$d_a = 92 + 2 \cdot 4 = 100\text{мм},$$

$$d_f = 92 - 2{,}5 \cdot 4 = 82\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40$мм.

$z_8 = 91$, $m = 4$мм,

$$d = 4 \cdot 91 = 364\text{мм},$$

$$d_a = 364 + 2 \cdot 4 = 372\text{мм},$$

$$d_f = 364 - 2{,}5 \cdot 4 = 354\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40$мм.

2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 110$ 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 [2, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности *dn* принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [2, с. 88].

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

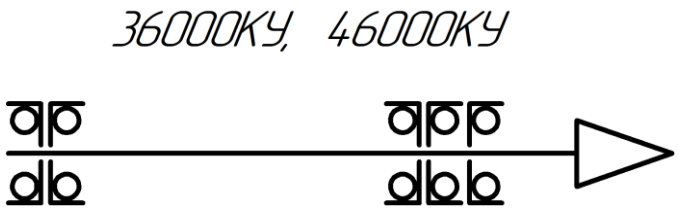

Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

3 Силовой расчет привода главного движения

3.1 Расчет валов на прочность

На рисунке 8 представлена расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей.

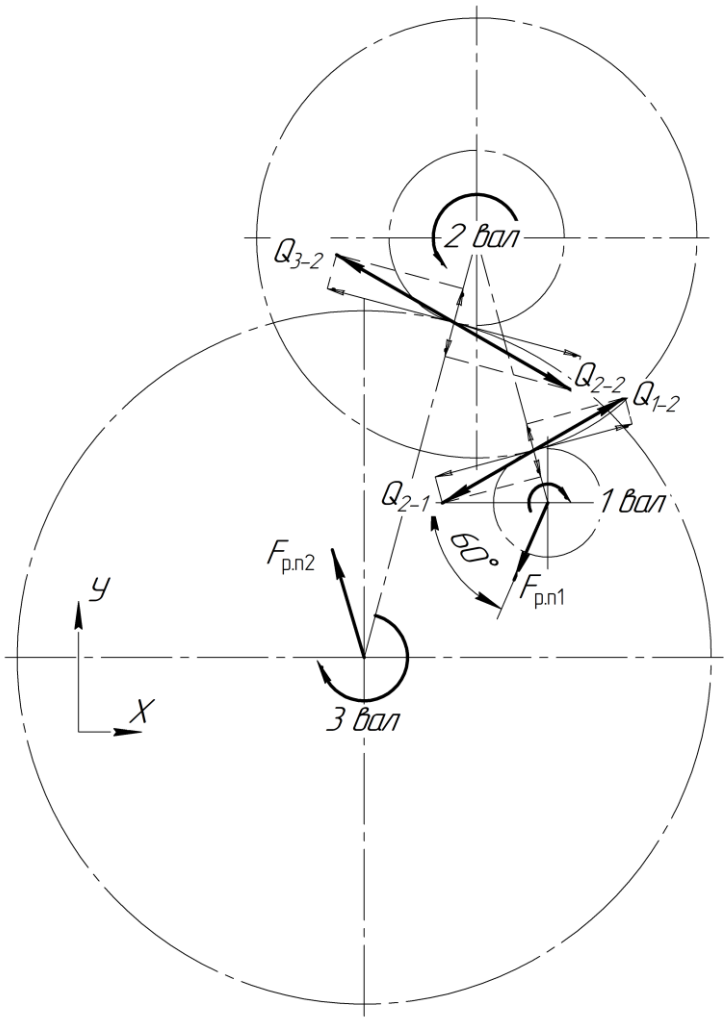

Рисунок 8 – Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей

Ниже представлены силовые расчеты коробки скоростей, выполненные по методике, изложенной в работе авторов [3, с. 46].

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 делается вывод о правильности или неверности выполненных ранее геометрических построений.

Исходные данные для расчета вала I:

– крутящий момент на валу $M_{к_I} = 80,32$ Н·м;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_3 = 57$ мм;

– диаметр ведомого шкива $d_2 = 180$ мм;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 60$ мм; $b = 158$ мм; $c = 38$ мм.

Определяем окружную силу F_{t_1}, действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к_I}}{d_3},$$

где $M_{к_I}$ – крутящий момент на валу;

d_3 – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу.

Тогда,

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 80,32}{57} = 2818,24 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r_1}, действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \text{tg}20°,$$

$$F_{r_1} = 2818,24 \cdot \text{tg}20° = 1025,75 \text{ Н}.$$

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

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

где $F_{tp} = \dfrac{2000 \cdot M_{к_1}}{d_{ШК}}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$d_{ШК}$ – диаметр шкива, мм;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ=0,7 – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot 80,32}{180} = 892,4\,\text{Н},$$

$$F_{р} = \frac{0,95 \cdot 892,4}{0,7} = 1211,11\,\text{Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 9).

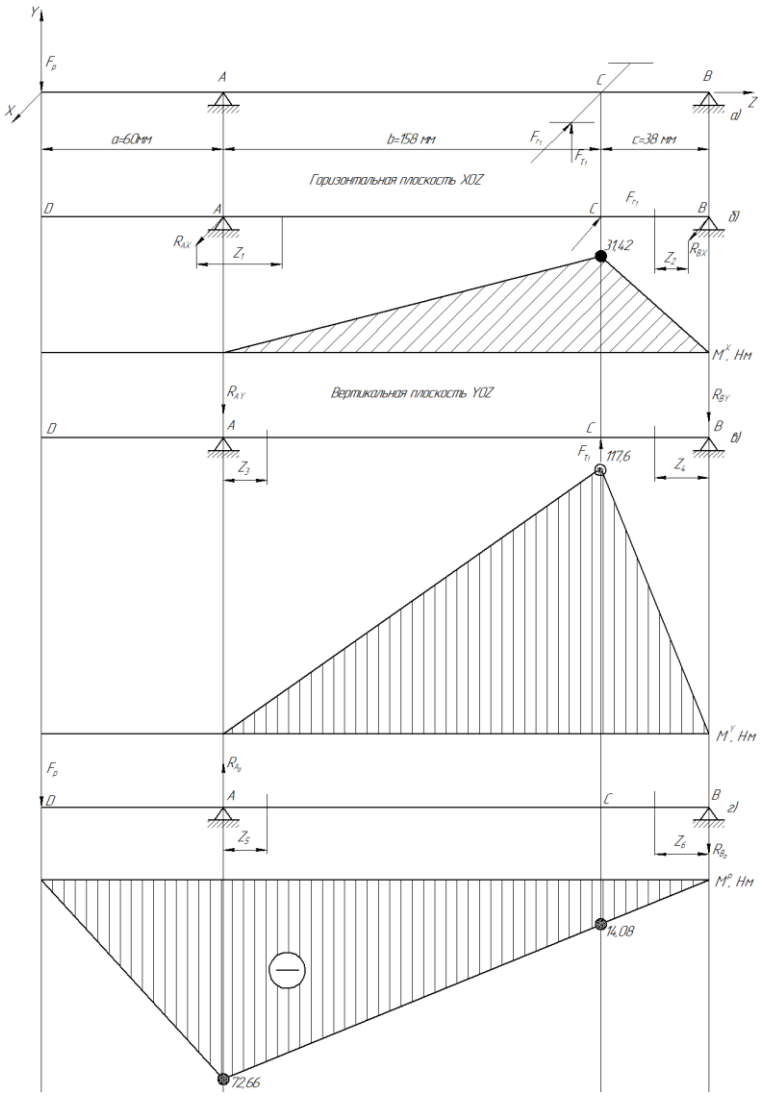

Рисунок 9 – Расчетная схема вала I

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{r_1} \cdot b + R_{BX} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BX} = \frac{-F_{r_1} \cdot b}{b + c} = \frac{-1025,75 \cdot 158}{158 + 38} = -826,89\,\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{AX} \cdot (b + c) + F_{r_1} \cdot c = 0,$$

откуда,

$$R_{AX} = \frac{-F_{r_1} \cdot c}{b + c} = \frac{-1025,75 \cdot 38}{158 + 38} = -198,86\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; \quad R_{AX} + F_{r_1} + R_{BX} = -198,86 + 1025,75 - 826,89 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{t_1} \cdot b + R_{BY} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_{t_1} \cdot b}{b + c} = \frac{2818,24 \cdot 158}{158 + 38} = 2271,84\,\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{AY} \cdot (b + c) + F_{t_1} \cdot c = 0,$$

откуда,

$$R_{AY} = \frac{F_{t_1} \cdot c}{b + c} = \frac{2818,24 \cdot 38}{158 + 38} = 546,4\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; \quad R_{AY} - F_{t_1} + R_{BY} = 546,4 - 2818,24 + 2271,84 = 0.$$

Определяем опорные реакции от силы $F_\text{р}$ (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0; \quad F_\text{р} \cdot a - R_{B\text{р}} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда,

$$R_{B\text{р}} = \frac{F_\text{р} \cdot a}{b + c} = \frac{1211,11 \cdot 60}{158 + 38} = 370,74\,\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_\text{р} \cdot (a + b + c) - R_{A_\text{р}} (b + c) = 0,$$

откуда,

$$R_{Ap} = \frac{F_p \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{1211,11 \cdot (60+158+38)}{158+38} = 1581,85\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0;\ \ -F_p + R_{Ap} - R_{Bp} = -1211,11 + 1581,85 - 370,74 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}{}^2 + R_{AY}{}^2} + R_{Ap} = \sqrt{198,86^2 + 546,4^2} + 1581,85 = 2163,31\text{Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}{}^2 + R_{BY}{}^2} + R_{Bp} = \sqrt{826,89^2 + 2271,84^2} + 370,74 = 2788,38\,\text{Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рисунок 9):

$$M^X_{Z_1} = -R_{AX} \cdot Z_1 \ (0 \le Z_1 \le b),$$

$$M^X_{Z_1=0} = 0;\ M^X_{Z_1=b} = -R_{AX} \cdot b = -(-198,86) \cdot 0,158 = 31,42\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M^X_{Z_2} = -R_{BX} \cdot Z_2 \ (0 \le Z_2 \le c),$$

$$M^X_{Z_2=0} = 0;\ M^X_{Z_2=c} = -R_{BX} \cdot c = -(-826,89) \cdot 0,038 = 31,42\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости (рисунок 9):

$$M^Y_{Z_3} = -R_{AY} \cdot Z_3 \ (0 \le Z_3 \le b),$$

$$M^Y_{Z_3=0} = 0;\ M^Y_{Z_3=b} = -R_{AY} \cdot b = 546,4 \cdot 0,158 = 86,33\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M^Y_{Z_4} = R_{BY} \cdot Z_4 \ (0 \le Z_4 \le c),$$

$$M^Y_{Z_4=0} = 0;\ M^Y_{Z_4=c} = R_{BY} \cdot c = 2271,84 \cdot 0,038 = 86,33\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент от силы F_p (рисунок 9):

$$M^P_{Z_5} = -F_p \cdot Z_5 \ (0 \le Z_5 \le a),$$

$$M^P_{Z_5=0} = 0;\ M^P_{Z_5=a} = -F_p \cdot a = -1211,11 \cdot 0,060 = -72,66\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M^P_C = -R_{Bp} \cdot Z_6 \ (0 \le Z_6 \le c),$$

$$M^P_{C=0} = 0;\ M^P_{C=c} = -R_{Bp} \cdot c = -370,74 \cdot 0,038 = -14,08\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M^X_C)^2 + (M^Y_C)^2} + M^P_C = \sqrt{31,42^2 + 86,33^2} + 72,66 = 164,52\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, [σ]=650МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

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

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

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

$$W = \frac{\sqrt{164,52^2 + 0,5 \cdot 80,32^2}}{650} = 0,26 м^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,26}{3,14}} = 1,38 мм,$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Исходные данные для расчета вала II:

– крутящий момент на валу $M_{к_{II}} = 310,78; Н \cdot м$;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_7 = 92$ мм;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 172$ мм; $b = 261$ мм; $c = 181$ мм.

Определяем окружную силу F_{t_2}, действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к_{II}}}{d_7},$$

где $M_{к_{II}}$ – крутящий момент на валу;

d_7 – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу.

Тогда,

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 310}{92} = 8185,7 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r_2}, действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \text{tg}20°,$$

$$F_{r_2} = 8185,7 \cdot \text{tg}20° = 2979,4 \text{ Н}.$$

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

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 10):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{r_1} \cdot a - F_{r_2} \cdot (a+b) - R_{BX} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BX} = \frac{F_{r_1} \cdot a - F_{r_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{1146,4 \cdot 172 - 2979,4 \cdot 433}{172+261+181} = -1780 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; \; F_{r_2} \cdot c - F_{r_1} \cdot (b+c) + R_{AX} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{AX} = \frac{-F_{r_2} \cdot c + F_{r_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{-2979,4 \cdot 181 + 1146,4 \cdot 442}{172+261+181} = -53 \text{ Н}.$$

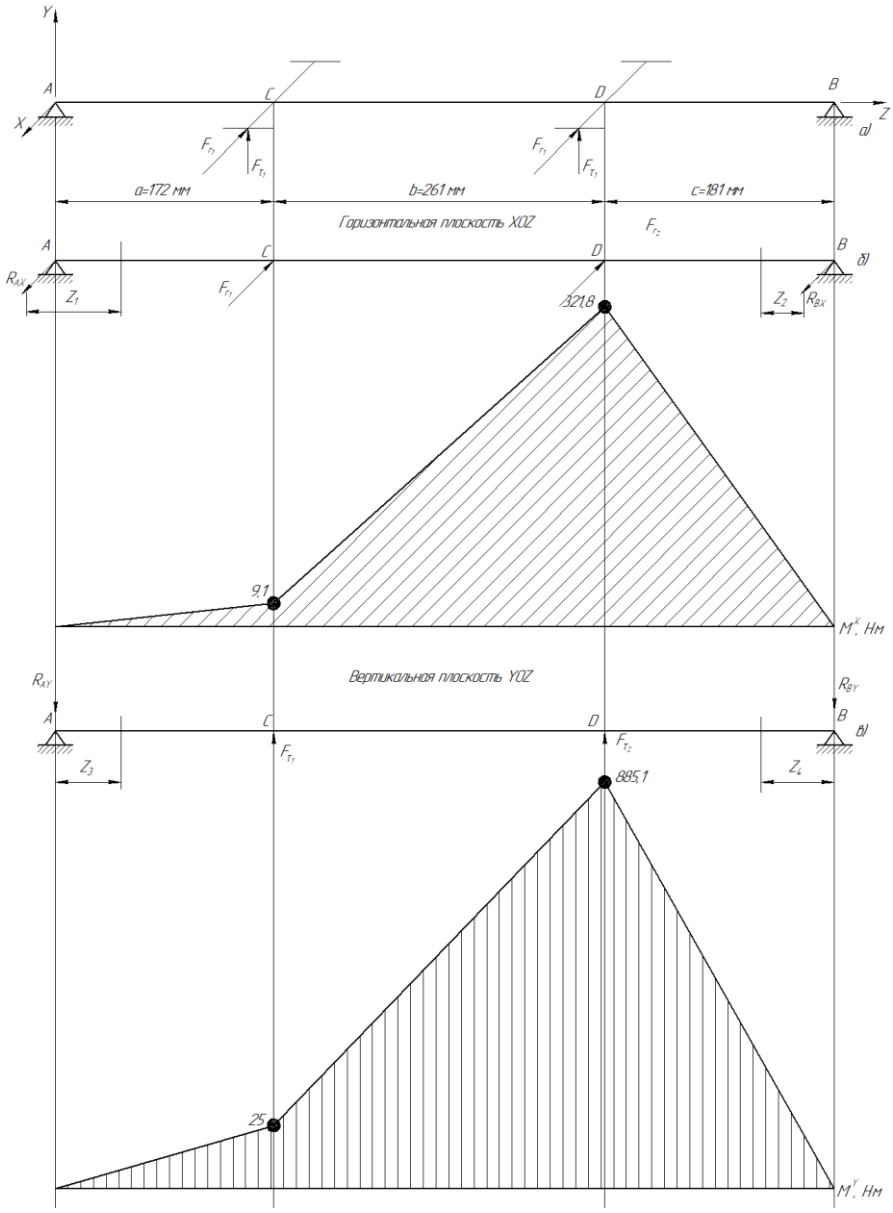

Рисунок 10 – Расчетная схема вала II

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; \quad R_{AX} - F_{r_1} + F_{r_2} + R_{BX} = -53 - 1146,4 + 2979,4 - 1780 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 10):

$$\sum M_A = 0; \quad F_{t_1} \cdot a - F_{t_2} \cdot (a+b) + R_{BY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BY} = \frac{-F_{t_1} \cdot a + F_{t_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-3149,8 \cdot 172 + 8185,7 \cdot 433}{172+261+181} = 4890,3\,\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0; \quad -F_{t_2} \cdot c + F_{t_1} \cdot (b+c) + R_{AY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{AY} = \frac{F_{t_2} \cdot c - F_{t_1} \cdot (b + c)}{a + b + c} = \frac{8185,7 \cdot 181 - 3149,8 \cdot 442}{172 + 261 + 181} = 145,6\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; \quad R_{AY} + F_{t_1} - F_{t_2} + R_{BY} = 145,6 + 3149,8 - 8185,7 + 4890,3 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}{}^2 + R_{AY}{}^2} = \sqrt{(-53)^2 + 145,6^2} = 154,9\,\text{Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}{}^2 + R_{BY}{}^2} = \sqrt{-1780^2 + 4890,3^2} = 5204,2\,\text{Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рисунок 10):

$$M^X_{Z_1} = -R_{AX} \cdot Z_1 (0 \le Z_1 \le a),$$

$$M^X_{Z_1=0} = 0; \; M^X_{Z_1=a} = -R_{AX} \cdot a = -(-53) \cdot 0,172 = 9,1\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M^X_{Z_2} = -R_{BX} \cdot Z_2 (0 \le Z_2 \le c),$$

$$M^X_{Z_2=0} = 0; \; M^X_{Z_2=c} = -R_{BX} \cdot c = -(-1780) \cdot 0,181 = 322,2\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости (рисунок 10):

$$M^Y_{Z_3} = R_{AY} \cdot Z_3 (0 \le Z_3 \le a),$$

$$M^Y_{Z_3=0} = 0; \; M^Y_{Z_3=a} = R_{AY} \cdot a = 145,6 \cdot 0,172 = 25\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M^Y_{Z_4} = R_{BY} \cdot Z_4 (0 \le Z_4 \le c),$$

$$M^Y_{Z_4=0} = 0; \; M^Y_{Z_4=c} = R_{BY} \cdot c = 4890,3 \cdot 0,181 = 885,1\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M^X_C)^2 + (M^Y_C)^2} = \sqrt{331,3^2 + 910,1^2} = 968,5\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, [σ]=650МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Момент сопротивления в опасном сечении [1, с. 23]:

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

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

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

$$W = \frac{\sqrt{968,5^2 + 0,5 \cdot 310,78^2}}{650} = 1,5 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{3,14}} = 2,5 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Исходные данные для расчета вала III:

– крутящий момент на валу $M_{к_{III}} = 1173,05$ Н·м;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_3 = 364$ мм;

– диаметр ведущего шкива $d_2 = 200$ мм;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 58$мм; $b = 40$мм; $c = 172$ мм.

Определяем окружную силу F_{t_1}, действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к_I}}{d_3},$$

где $M_{к_I}$ – крутящий момент на валу, Н·м;

d_3 – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу.

Тогда,

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1173,05}{364} = 6445,32 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r_1}, действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \mathrm{tg}20°,$$

$$F_{r_1} = 6445,32 \cdot \mathrm{tg}20° = 2345,90\,\mathrm{Н}.$$

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

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

где $F_{t\mathrm{р}} = \frac{2000 \cdot M_{к_1}}{d_{\mathrm{ШК}}}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$d_{\mathrm{ШК}}$ – диаметр шкива, мм;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ=0,7 – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{t\mathrm{р}} = \frac{2000 \cdot 1173,05}{200} = 11730,5\,\mathrm{Н},$$

$$F_{\mathrm{р}} = \frac{0,95 \cdot 11730,5}{0,7} = 15919,96\,\mathrm{Н}.$$

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

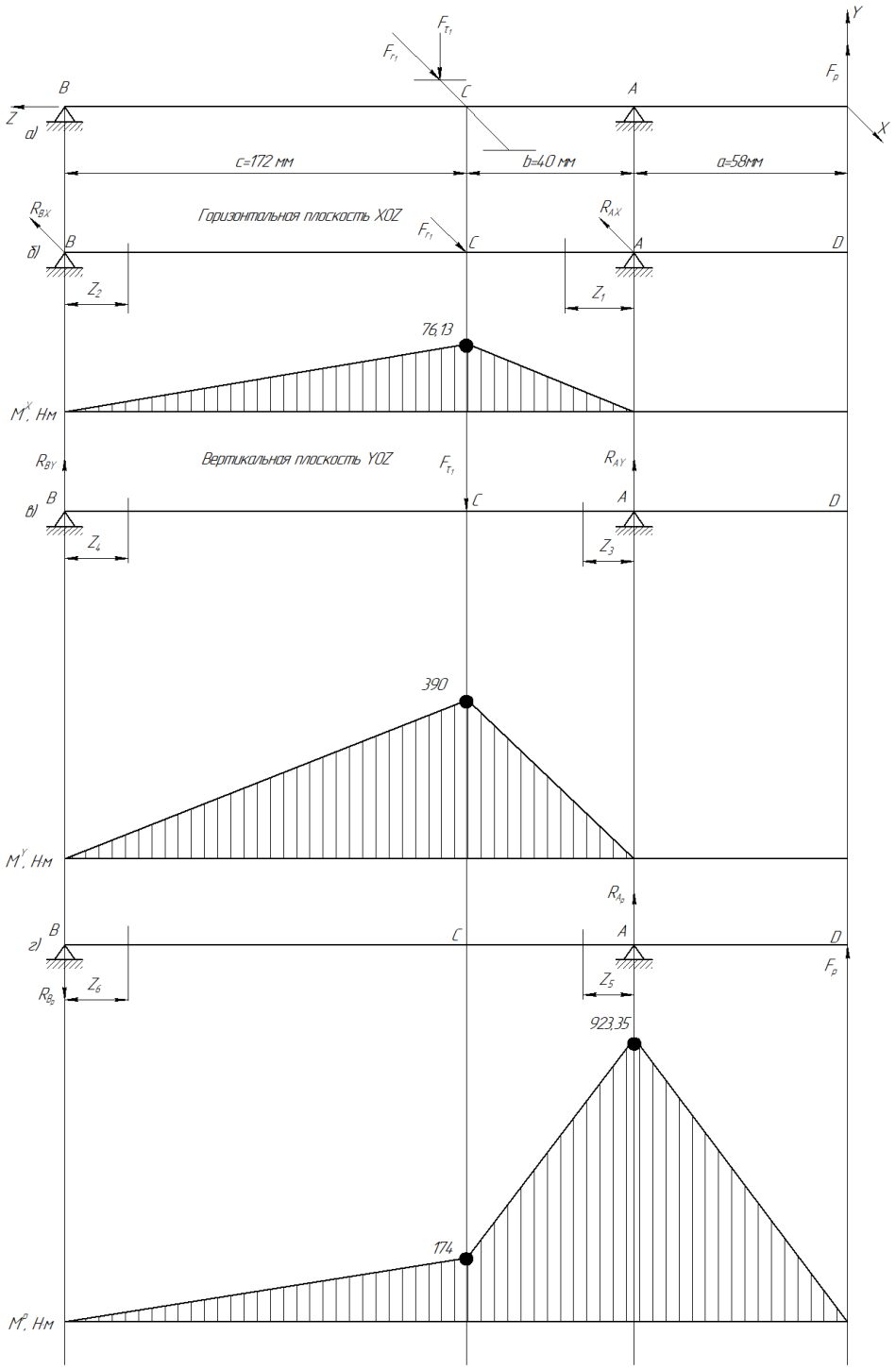

Рисунок 11 – Расчетная схема вала III

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 11):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{r_1} \cdot b - R_{BX} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BX} = \frac{-F_{r_1} \cdot b}{b+c} = \frac{-2345,90 \cdot 40}{172+40} = -442,62\,\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0;\ \ -R_{AX} \cdot (b+c) + F_{r_1} \cdot c = 0,$$

откуда,

$$R_{AX} = \frac{-F_{r_1} \cdot c}{b+c} = \frac{-2345,90 \cdot 172}{172+40} = -1903,27\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0;\ \ R_{AX} + F_{r_1} + R_{BX} = -442,62 + 2345,90 - 1903,27 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 11):

$$\sum M_A = 0;\ -F_{t_1} \cdot b + R_{BY} \cdot (b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_{t_1} \cdot b}{b+c} = \frac{6445,32 \cdot 172}{172+40} = 5229,23\,\text{Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ \ -R_{AY} \cdot (b+c) + F_{t_1} \cdot c = 0,$$

откуда,

$$R_{AY} = \frac{F_{t_1} \cdot c}{b+c} = \frac{6445,32 \cdot 40}{172+40} = 1216,09\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0;\ \ R_{AY} - F_{t_1} + R_{BY} = 1216,09 - 6445,32 + 5229,23 = 0.$$

Определяем опорные реакции от силы $F_\text{р}$ (рисунок 11):

$$\sum M_A = 0;\ \ -F_\text{р} \cdot a - R_{B\text{р}} \cdot (b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{B\text{р}} = \frac{-F_\text{р} \cdot a}{b+c} = \frac{-15919,96 \cdot 58}{172+40} = -4355,46\,\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0;\ \ F_\text{р} \cdot (a+b+c) - R_{A_\text{р}} (b+c) = 0,$$

откуда,

$$R_{A\text{р}} = \frac{-F_\text{р} \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{-15919,96 \cdot (58+172+40)}{172+40} = -20275,42\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; \quad F_{\text{р}} + R_{A\text{р}} - R_{B\text{р}} = 15919,96 - 20275,42 + 4355,46 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}{}^2 + R_{AY}{}^2} + R_{A\text{р}} = \sqrt{1903,27^2 + 1216,09^2} + 20275,42 = 22534,02\text{Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}{}^2 + R_{BY}{}^2} + R_{B\text{р}} = \sqrt{442,62^2 + 5229,23^2} + 4355,46 = 9603,38\,\text{Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рисунок 11):

$$M^X_{Z_1} = -R_{AX} \cdot Z_1 \, (0 \le Z_1 \le b),$$

$$M^X_{Z_1=0} = 0; \; M^X_{Z_1=b} = -R_{AX} \cdot b = -(-1903,27) \cdot 0,040 = 76,13\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M^X_{Z_2} = -R_{BX} \cdot Z_2 \, (0 \le Z_2 \le c),$$

$$M^X_{Z_2=0} = 0; \; M^X_{Z_2=c} = -R_{BX} \cdot c = -(-442,62) \cdot 0,172 = 76,13\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости (рисунок 11):

$$M^Y_{Z_3} = -R_{AY} \cdot Z_3 \, (0 \le Z_3 \le b),$$

$$M^Y_{Z_3=0} = 0; \; M^Y_{Z_3=b} = -R_{AY} \cdot b = 1216,09 \cdot 0,040 = 48,64\,\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M^Y_{Z_4} = R_{BY} \cdot Z_4 \, (0 \le Z_4 \le c),$$

$$M^Y_{Z_4=0} = 0; \; M^Y_{Z_4=c} = R_{BY} \cdot c = 2271,84 \cdot 0,172 = 390,75\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент от силы $F_{\text{р}}$ (рисунок 11):

$$M^{\text{Р}}_{Z_5} = F_{\text{Р}} \cdot Z_5 \, (0 \le Z_5 \le a),$$

$$M^{\text{Р}}_{Z_5=0} = 0; \; M^{\text{Р}}_{Z_5=a} = F_{\text{р}} \cdot a = 15919,96 \cdot 0,058 = 923,35\text{Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M^{\text{Р}}_C = -R_{B\text{р}} \cdot Z_6 \, (0 \le Z_6 \le c),$$

$$M^{\text{Р}}_{C=0} = 0; \; M^{\text{Р}}_{C=c} = -R_{B\text{р}} \cdot b = 4355,46 \cdot 0,040 = 174,21\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M^X_C)^2 + (M^Y_C)^2} + M^{\text{Р}}_C = \sqrt{76,13^2 + 390^2} + 174 = 571,36\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, [σ]=650МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

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

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

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

$$W = \frac{\sqrt{1320,36^2 + 0,5 \cdot 1173,05^2}}{650} = 2,4 м^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2.4}{3,14}} = 2,90 мм,$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

3.2 Расчет шпиндельного узла

Шпиндельный узел состоит из собственно шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор. На рисунке 12 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

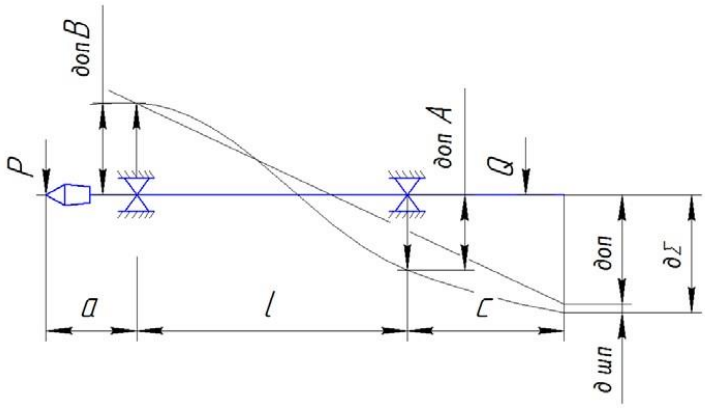

Рисунок 12 – Расчетная схема шпиндельного узла

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. Для прецизионных станков, а особенно для шпиндельных узлов с опорами на жидкостной смазке, используются цементируемые или азотируемые стали.

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления [15, с. 180]:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3E} \cdot \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\xi)}{J_2} \right] + \frac{Q \cdot l \cdot a \cdot c \cdot (1-\xi)}{6E \cdot J_2} + P \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{j_A} + \left[\frac{l + a \cdot (1-\xi)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\xi)}{j_B \cdot l^2} \right\} + Q \cdot (1-\xi) \cdot \left[\frac{(l+a) \cdot c}{j_A \cdot l^2} + \frac{(l+c) \cdot a}{j_B \cdot l^2} \right],$$

где E – модуль упругости материала шпинделя, $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ Па;

J_1, J_2 – осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя;

j_A, j_B – радиальная жесткость опор (принимаем по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [2, с. 38]), $j_A = 0{,}9 \cdot 10^6$ кН/мкм, $j_B = 0{,}5 \cdot 10^6$ кН/мкм;

c – расстояние от приводного элемента до опоры, $c = 0{,}100$ м;

a – длина консоли, $a = 0{,}125$ м;

l – длина межопорного участка шпинделя, $l = 0{,}515$ м.

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:

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

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

$V_р$ – расчетная скорость резания, м/мин [3, с. 39]:

$$V_р = \frac{\pi D_{max} n_р}{1000},$$

где $D_{max} = 400мм$ – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

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

Тогда,

$$V_р = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 60}{1000} = 75,36\ м/мин,$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{75,36} = 4777,07\,Н.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

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

тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (110^4 - 72^4) = 5,86 \cdot 10^6\ мм^4,$$

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

тогда,

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (95^4 - 72^4) = 2,67 \cdot 10^6\ мм^4.$$

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

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

где $F_{tр} = \frac{2000 \cdot M_{к_1}}{d_{ШК}}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$d_{шк}$ – диаметр шкива, мм;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ=0,7 – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{тр} = \frac{2000 \cdot 1173,05}{200} = 11730,5\,\text{Н},$$

$$Q = \frac{0,95 \cdot 11730,5}{0,7} = 15919,96\,\text{Н}.$$

Тогда,

$$\delta_{\Sigma} = \frac{4777,07 \cdot 125^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{125}{5,86 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot (1-0,3)}{2,67 \cdot 10^6} \right] + \frac{15919,96 \cdot 515 \cdot 125 \cdot 100 \cdot (1-0,3)}{62,1 \cdot 10^5 \cdot 2,67 \cdot 10^6} +$$

$$+4777,07 \cdot \left\{ \frac{1}{0,9 \cdot 10^6} + \left[\frac{515+125 \cdot (1-0,3)}{515} \right]^2 + \frac{125^2 \cdot (1-0,3)}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 515^2} \right\} + 15919,96 \cdot (1-0,3) \times$$

$$\times \left[\frac{(515+125) \cdot 100}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 515^2} + \frac{(515+100) \cdot 125}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 515^2} \right] = 0,0062\text{мм} = 6,2\text{мкм}.$$

Следовательно, условие выполняется.

Определяем угол поворота Θ_A, рад, сечения шпинделя в передней опоре [15, с. 182]:

$$\Theta_A = \frac{Pal}{3 \cdot E \cdot J_2},$$

$$\Theta_A = \frac{4777,07 \cdot 125 \cdot 515}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,39 \cdot 10^6} = 0,0002\,\text{рад},$$

$$\Theta_A = 0,0002 \cdot \frac{180}{\pi} = 0,011\text{град}.$$

3.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Определив жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние $l_{опт} \approx (2,5...3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью j_{max}, Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $l_{опт}$, мм,

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

где $a = 125$мм – длина межопорной части;

J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм^4.

Тогда,

$$\lambda_{опт} = \frac{a}{l_{опт}},$$

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

следовательно,

$$\lambda_{опт} = \frac{125}{3\cdot 125} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{2,67}{5,86} = 0,45,$$

$$j_{max} = \frac{0,9\cdot 10^6}{1+0,33+0,33\cdot(3+2\cdot 0,45\cdot 0,33)\cdot(1+0,33+0,33\cdot\frac{0,9\cdot 10^6}{0,5\cdot 10^6})} = 1,76\cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Проверяем условие жесткости для токарных и фрезерных станков:

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

$$j_{min} = 1,76\cdot 10^5 > 250\cdot 10^{-2}\cdot\frac{0,9\cdot 10^6}{1+0,24} = 1,69\cdot 10^5 \text{ Н/мм} - \text{условие выполняется.}$$

3.4 Динамический расчет шпиндельного узла

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты ω_c, Гц, колебаний шпинделя, не имеющего сосредоточенных масс [3, с.44].

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

где m=26 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 – осевой моменты инерции сечения шпинделя на консольной части, мм^4.

Следовательно,

$$\omega_c = 2{,}4 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 5{,}86 \cdot 10^6}{26 \cdot (1-3{,}5)^3 \cdot 125^2}} = 6 \cdot 10^3 \text{Гц}.$$

3.5 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [3, с. 49, ф. 2.36]:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d_3} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{K_1} \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \le [\sigma_H],$$

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяем по таблице 16 [2, с. 83];

d_ω – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм.

Действующие в передаче напряжения изгиба [3, с. 49, ф. 2.37]:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_{F_1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \le [\sigma_F],$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяется по таблице 16 [2, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [2, с. 85];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha},$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяем по формуле [3, с. 45, ф. 2.24]:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})].$$

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016 с термообработкой: закалка ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (53…58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

$z_3 - z_4$: $z_3 = 19$, $i_{\text{зп}(z3-z4)} = 3,98$, $M_{к_1} = 80,32\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$, $Y_F = 4,11$, $d_3 = 57\,\text{мм}$,

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{19} \pm \frac{1}{77})] = 1,7,$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 80,32 \cdot (3,98+1)}{30 \cdot 3,98}} = 726,09\,\text{МПа} < [\sigma_H] = 1000\,\text{МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 80,32 \cdot 4,11 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 103,47\,\text{МПа} < [\sigma_F] = 320\,\text{МПа}.$$

$z_7 - z_8$: $z_7 = 23$, $i_{зп(z_7-z_8)} = 3,98$, $M_{к_{II}} = 310,78 Н \cdot м$, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000 МПа$, $\sigma_{FP} = 320 МПа$, $Y_F = 3,96$, $d_7 = 92 мм$,

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{19} \pm \frac{1}{77})] = 1,7,$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{92} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 310,78 \cdot (3,98+1)}{40 \cdot 3,98}} = 766,34 МПа < [\sigma_H] = 1000 МПа,$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 310,78 \cdot 1 \cdot 3,96 \cdot 0,67}{40 \cdot 4^2 \cdot 23} = 134,43 МПа < [\sigma_F] = 320 МПа.$$

3.6 Расчет соединений вал-ступица

3.6.1 Расчет шлицевых соединений

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

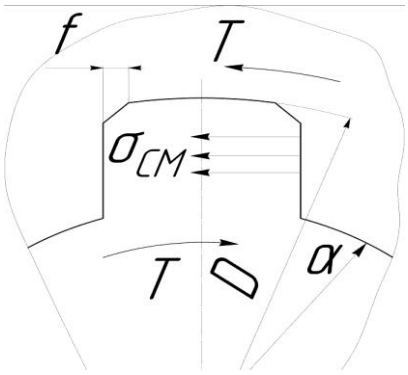

Рисунок 13 – Расчетная схема шлицевого соединения

Исходные данные для вала I:

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

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot M_{К_I}}{K_З \cdot z \cdot h \cdot d_{ср} \cdot l} \le [\sigma_{СМ}],$$

где $M_{К_I} = 80,32 Н \cdot м$ – передаваемый вращающий момент;

$K_З = 0,7...0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев;

$z = 8$ – число зубьев;

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

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

l – рабочая длина зубьев, мм.

Тогда,

$$h = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 мм,$$

$$d_{ср} = 0,5 \cdot (42 + 36) = 39 мм,$$

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot 80,32}{0,7 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 84} = 3,98 МПа < [\sigma_{СМ}] = 4...7 МПа$$ – условие выполняется.

Исходные данные для вала II:

$$M_{К_II} = 310,78 Н \cdot м,$$

$$z = 8,$$

$$h = 0,5 \cdot (54 - 46) - 2 \cdot 0,5 = 3 мм,$$

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

$$l = 107 мм.$$

Следовательно,

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot 310,78}{0,7 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 107} = 6,91 МПа,$$

т.к. $[\sigma_{СМ}] = 4...7 МПа$ – условие выполняется.

Исходные данные для вала III:

$$M_{К_{II}} = 1173,05\,Н\cdot м,$$

$$z = 8,$$

$$h = 0,5\cdot(72-62) - 2\cdot 0,5 = 4\,мм,$$

$$d_{ср} = 0,5\cdot(72+62) = 67\,мм,$$

$$l = 85\,мм.$$

Следовательно,

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000\cdot 1173,05}{0,7\cdot 8\cdot 4\cdot 67\cdot 85} = 19,54МПа,$$

т.к. $[\sigma_{СМ}] = 12...20МПа$ – условие выполняется.

3.6.2 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 14).

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

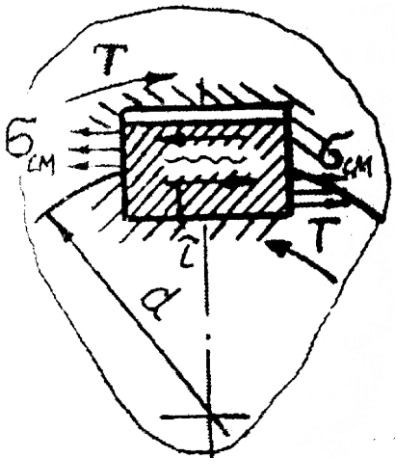

Рисунок 14 – Расчетная схема шпоночного соединения

Поэтому работоспособность шпонки определяем из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot M_{К_I}}{d \cdot l_р (h - t_1)} \le [\sigma_{СМ}].$$

Исходные данные для вала I:

d=30мм, $M_{к1} = 80,32 Н \cdot м$; $h = 7$ мм; $t_1 = 4$мм; $l_р = 18$мм,

следовательно,

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot 80,32}{30 \cdot 18 \cdot (7-4)} = 99,16 МПа < [\sigma_{СМ}] = 110...200 МПа,$$

условие выполняется.

Исходные данные для вала III:

d=55мм, $M_{к1} = 1173,05 Н \cdot м$; $h = 10$мм; $t_1 = 6$мм; $l_р = 55$мм,

следовательно,

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot 1173,05}{55 \cdot 55 \cdot (10-6)} = 193 МПа$$

т.к. $[\sigma_{СМ}] = 110...200 МПа$ – условие выполняется.

4 Расчет модернизированного шпинделя

4.1 Расчет гидростатических подшипников

Гидростатические опоры обеспечивают высокую точность вращения, обладают высокой демпфирующей способностью, что значительно повышает его виброустойчивость шпиндельного узла, имеют практически неограниченную долговечность, высокую нагрузочную способность при любой частоте вращения шпинделя. Гидростатические опоры могут быть использованы в качестве датчиков силы в системах адаптивного управления, в качестве приводов микроперемещений [16, с. 221].

Принцип действия гидростатического подшипника основан на том, что при прокачивании масла под давлением от внешнего источника через зазоры (щели) между сопряженными поверхностями в зазоре образуется несущий масляный слой, исключающий непосредственный контакт поверхностей даже при не вращающемся шпинделе (рисунок 15).

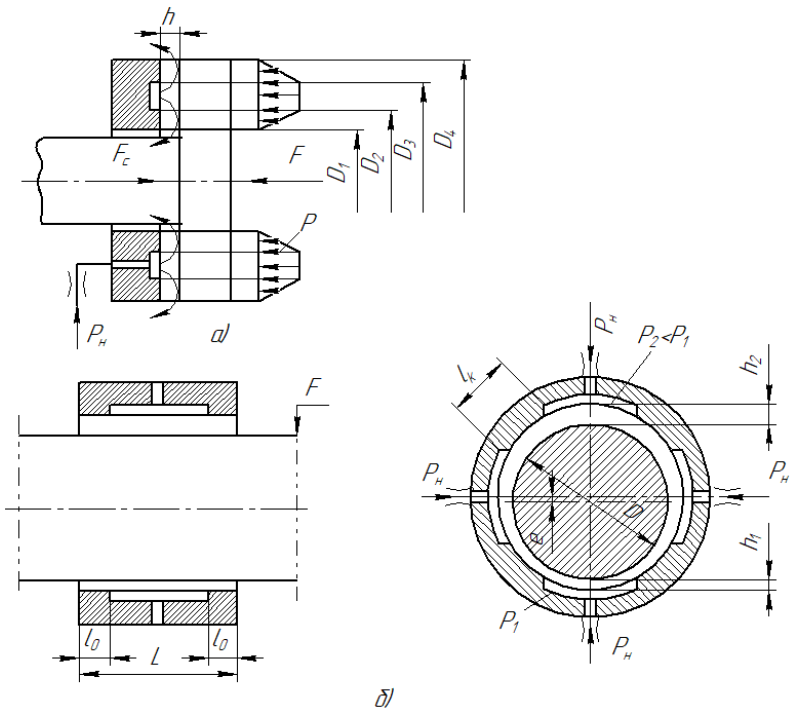

Рисунок 15 – Гидростатические осевые (*а*) и радиальные (*б*) опоры

Расчёт гидростатических подшипников сводится к определению нагрузочной способности, жесткости масляного слоя, расхода смазочного материала и потерь на трение, и прокачивание масло.

Расчет радиальных подшипников:

Нагрузочная способность гидростатических подшипников, зависит от радиального смещения шпинделя в опоре [16, с. 223]

$$F_{\text{с}} = p_{\text{н}} S_{\text{эф}} C_F(\varepsilon, k),$$

где $p_{\text{н}}$ – давление, создаваемое насосом, МПа;

$S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь подшипника, учитывающая падение давления на перемычках, мм^2;

$C_F(\varepsilon, k)$ – функция, зависящая от относительного смещения ε шпинделя в опоре и геометрических параметров опоры.

Для легко и средненагруженных гидростатических подшипников внешние нагрузки, а, следовательно, и смещения невелики, тогда можно приближённо принять:

$$C_F(\varepsilon, k) = \frac{3}{2}\varepsilon,$$

Для радиальных гидростатических подшипников приближённо:

$$S_{\text{эф}} = 0,5D^2,$$

следовательно, его нагрузочная способность:

$$F_{\text{с}} = 0,75\varepsilon D^2 p_{\text{н}} = 1,5\frac{e}{\Delta} D^2 p_{\text{н}},$$

где e=0,02мм;

D=95мм;

$p_{\text{н}}$=3МПа;

Δ=(0,0006 – 0,00065)D=0.0715мм [16, с. 221].

Тогда,

$$F_{\text{с}} = 1,5 \cdot \frac{0,02}{0,0715} \cdot 95^2 \cdot 3 = 10653\text{Н}.$$

Жёсткость слоя смазки, гидростатического радиального подшипника при указанных выше малых смещениях:

$$j_{\text{м}} = 1,5 \frac{D^2 p_{\text{н}}}{\Delta}.$$

Следовательно,

$$j_{\text{м}} = 1,5 \cdot \frac{95^2 \cdot 3}{0,0715} = 56,8 \cdot 10^4 \text{Н/мм}.$$

Расход смазочного материала, необходимого для обеспечения нормального режима работы подшипника

$$Q = 10^8 \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta^3 \cdot p_{\text{н}}}{\mu \cdot l_0},$$

где рабочая жидкость – масло 45 А с вязкостью $\mu = 7 \cdot 10^{-3}$ Па$\cdot$с при температуре 30^0С, l_0=10мм.

Следовательно,

$$Q = 10^8 \cdot \frac{3,14 \cdot 95 \cdot 0,0715^3 \cdot 3}{7 \cdot 10^{-3} \cdot 10} = 42 \cdot 10^4 \text{мм}^3/\text{с}.$$

Потери на трение в гидростатических подшипниках складываются из потерь на трение в карманах и в зазорах (на перемычках), а также из потерь на обеспечение прокачивание смазочного материала через подшипник. Потери в карманах невелики, ими можно пренебречь, и общие потери, кВт,

$$P_{\Sigma} = P_{\text{т}} + P_Q,$$

где $P_{\text{т}}$ – потери на трение в рабочем зазоре;

P_Q – потери на прокачивание смазочного материала.

Для радиальных гидростатических подшипников при принятых выше отношениях:

$$P_{\Sigma} = 0,072 \cdot 10^{-16} \cdot \frac{D^4 \mu \cdot n^2}{\Delta} + 314 \frac{\Delta^3 \cdot p_{\text{н}}^{\ 2}}{\mu}.$$

Следовательно,

$$P_{\Sigma} = 0,072 \cdot 10^{-16} \cdot \frac{95^4 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 750^2}{0,0715} + \frac{0,0715^3 \cdot 3^2}{7 \cdot 10^{-3}} = 0,4703\text{кВт}.$$

Расчет упорных подшипников [15, с. 200]:

Эффективная площадь карманов (см. рисунок 15):

$$S_{\text{эф}} = \pi \left(\frac{D_4^2 - D_3^2}{8 \ln \cdot \frac{D_4}{D_3}} - \frac{D_2^2 - D_1^2}{8 \ln \cdot \frac{D_2}{D_1}} \right),$$

где D_1 , D_2 , D_3 , D_4 – диаметр перемычек, м.

Следовательно,

$$S_{\text{эф}} = 3,14 \left(\frac{0,13^2 - 0,079^2}{8 \ln \cdot \frac{0,13}{0,079}} - \frac{0,069^2 - 0,055^2}{8 \ln \cdot \frac{0,069}{0,055}} \right) = 0,005\text{м}^2 .$$

Относительное смещение шпинделя из нейтрального положения:

$$\chi = \frac{e}{h},$$

где e – абсолютное смещение шпинделя из нейтрального положения под действием внешней нагрузки;

h=0,002м – начальный зазор в подшипнике.

Следовательно,

$$\chi = \frac{0,00002}{0,002} = 0,01 .$$

Нагрузочная способность подшипника:

$$F_{\text{с}} = p_{\text{н}} S_{\text{эф}} \left[\frac{1}{1 + (1 - \chi)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \chi)^3} \right].$$

Следовательно,

$$F_{\text{с}} = 3 \cdot 10^5 \cdot 5 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,01)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,01)^3} \right] = 22405\text{Н}.$$

Жесткость подшипника при среднем положении шпинделя относительно опорных поверхностей:

$$j_{\text{м}} = \frac{1{,}5 \cdot p_{\text{н}} \cdot F}{h}.$$

Следовательно,

$$j_{\text{м}} = \frac{1{,}5 \cdot 3 \cdot 10^5 \cdot 22405}{2} = 50{,}4 \cdot 10^4 \text{Н/мм}.$$

При конструировании и расчете гидростатических подшипников следует учитывать, что все их характеристики сильно зависят от величины и формы зазора, которые существенно отличаются от теоретических вследствие деформации сопряженных деталей. Учет реальной формы и величины зазора приводит к сложным зависимостям, что требует при расчётах их характеристик прибегать к вычислительной техники.

4.2 Расчет 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. Для прецизионных станков, а особенно для шпиндельных узлов с опорами на жидкостной смазке, используются цементируемые или азотируемые стали.

Радиальное упругое перемещение δ, мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления [15, с. 180]:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3E} \cdot \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\xi)}{J_2} \right] + \frac{Q \cdot l \cdot a \cdot c \cdot (1-\xi)}{6E \cdot J_2} + P \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{j_A} + \left[\frac{l + a \cdot (1-\xi)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\xi)}{j_B \cdot l^2} \right\} + Q \cdot (1-\xi) \cdot \left[\frac{(l+a) \cdot c}{j_A \cdot l^2} + \frac{(l+c) \cdot a}{j_B \cdot l^2} \right],$$

где E – модуль упругости материала шпинделя, $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ Па;

J_1, J_2 – осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя;

j_A, j_B – радиальная жесткость опор (принимаем по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с. 38]), $j_A = 0{,}568 \cdot 10^6 \cdot 0{,}504 \cdot 10^6 = 1{,}072 \cdot 10^6$, $j_B = 0{,}568 \cdot 10^6$ кН/мкм,

c – расстояние от приводного элемента до опоры, $c = 0{,}100$ м;

a – длина консоли, $a = 0{,}125$ м;

l – длина межопорного участка шпинделя, $l = 0{,}515$ м.

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:

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

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

$V_р$ – расчетная скорость резания, м/мин [3, с. 39]:

$$V_р = \frac{\pi D_{max} n_р}{1000},$$

где $D_{max} = 400$мм – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

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

Тогда,

$$V_р = \frac{3{,}14 \cdot 400 \cdot 60}{1000} = 75{,}36 \text{ м/мин},$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{75{,}36} = 4777{,}07 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

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

тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (110^4 - 72^4) = 5,86 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

тогда,

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (95^4 - 72^4) = 2,67 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

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

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

где $F_{tp} = \frac{2000 \cdot M_{к_1}}{d_{ШК}}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$d_{ШК}$ – диаметр шкива, мм;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

ψ=0,7 – для клиноременной передачи.

Тогда,

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot 1173,05}{200} = 11730,5 \text{ Н},$$

$$Q = \frac{0,95 \cdot 11730,5}{0,7} = 15919,96 \text{ Н}.$$

Следовательно,

$$\delta_{\Sigma} = \frac{4777,07 \cdot 125^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{125}{5,86 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot (1-0,3)}{2,67 \cdot 10^6} \right] + \frac{15919,96 \cdot 515 \cdot 125 \cdot 100 \cdot (1-0,3)}{62,1 \cdot 10^5 \cdot 2,67 \cdot 10^6} +$$

$$+4777,07 \cdot \left\{ \frac{1}{1,072 \cdot 10^6} + \left[\frac{515+125 \cdot (1-0,3)}{515} \right]^2 + \frac{125^2 \cdot (1-0,3)}{0,568 \cdot 10^6 \cdot 515^2} \right\} + 15919,96 \cdot (1-0,3) \times$$

$$\times \left[\frac{(515+125) \cdot 100}{1,072 \cdot 10^6 \cdot 515^2} + \frac{(515+100) \cdot 125}{0,568 \cdot 10^6 \cdot 515^2} \right] = 0,0049 \text{мм} = 4,9 \text{мкм}.$$

Следовательно, условие по ГОСТу 18097–83 выполняется.

Определяем угол поворота Θ_A, рад, сечения шпинделя в передней опоре [15, с. 182]:

$$\Theta_A = \frac{Pal}{3 \cdot E \cdot J_2},$$

$$\Theta_A = \frac{4777,07 \cdot 125 \cdot 515}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,39 \cdot 10^6} = 0,0002 \text{рад},$$

$$\Theta_A = 0,0002 \cdot \frac{180}{\pi} = 0,011 \text{град}.$$

4.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Посчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние $l_{\text{опт}} \approx (2,5...3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью $j_{\max}$, Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $l_{\text{опт}}$, мм,

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

где $a = 125$мм – длина межопорной части;

J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм^4.

$$\lambda_{опт} = \frac{a}{l_{опт}},$$

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

Следовательно,

$$\lambda_{опт} = \frac{125}{3 \cdot 125} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{2,67}{5,86} = 0,45,$$

$$j_{max} = \frac{1,072 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,45 \cdot 0,33) \cdot (1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{1,072 \cdot 10^6}{0,568 \cdot 10^6})} = 3,1 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}.$$

Проверяем условие жесткости для токарных и фрезерных станков:

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

$$j_{min} = 3,1 \cdot 10^6 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,072 \cdot 10^6}{1 + 0,24} = 2,16 \cdot 10^6 \text{ Н/мм},$$

условие выполняется.

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован привода главного и модернизирована шпиндельная бабка токарно–центрового станка на базе модели 1720ПФ30.

Проведен анализ и кинематический расчет привода главного движения станка. Выполнены силовые расчеты валов, зубчатых колес, шлицевых и шпоночных соединений, расчет шпиндельного узла и его опор.

В результате проведенного сравнительного анализа шпиндельной бабки на шариковых подшипниковых опорах со шпиндельной бабкой на гидростатических опорах, установлено, существенное увеличение жесткости шпиндельного узла. То есть, для увеличения жесткости шпиндельного узла, рекомендуются размещать шпиндель на гидростатических опорах, что в свою очередь приведет к повышению точности обрабатываемых изделий.

Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

Список использованных источников

1. Аллбест.ру: [Электронный ресурс]. Режим доступа:// URL: https://knowledge.allbest.ru/manufacture/2c0a65625a3ad6d53a89421316d26_0.html.

2. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 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. 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.

5. 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.

6. 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.

7. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механичес-ких 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.

8. 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.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. 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.

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

14. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 – 9-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006 – 928 с.

15. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1991 – 382 с.

16. Пуш В.Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных М54 втузов / Под ред. В.Э. Пуша.– М. : Машиностроение, 1985 – 285 с.

Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы

Приложение Б – Спецификации