

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
Промышленных технологий
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование
машиностроения

Направление подготовки

15.03.02 – Технологические машины и
оборудование

Профиль подготовки

Металлообрабатывающее оборудование
и технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Станок многоцелевой сверлильно-фрезерно-расточной группы по типу модели
ИР500МФ4

ПГУ 15.03.02.02.00.00 ПЗ

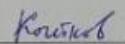
(обозначение ВКР)

Студент гр. 17МС1


(подпись, дата)

Алиев Ш.А.
(фамилия, инициалы)

Руководитель


(подпись, дата)

Кочетков Д.В.
(фамилия, инициалы)

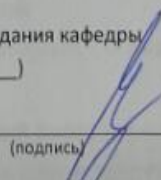
Нормоконтролер


(подпись, дата)

Большаков Г.С.
(фамилия, инициалы)

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

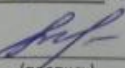
Заведующий кафедрой


(подпись)

Зверовщиков А.Е.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично
(протокол заседания ГЭК от 29.06.2021 № 8)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

					ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-	Станок многоцелевой сверлильно-фрезерно-расточной группы по типу модели ИР500МФ4		
Разраб.		Алиев Ш.А.					
Провер.		Кочетков Д.В.			Пояснительная записка		
Н. контр.		Большаков Г.С.					
Утв.		Липов А.В.					
					Лит.	Лист	Листов
						3	77
					Каф. «ТОМ», гр. 17МС1		

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« ____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

1. Студент группы 17МС1

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта
направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Алиев Шодмон Ашуралиевич

2. Руководитель бакалаврской работы Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 27.05.2021 г. по 08.07.2021 г.

4. Место преддипломной практики ООО «СтанкоМашСтрой», г. Пенза

5. Тема бакалаврской работы

Станок многоцелевой сверлильно-фрезерно-расточной группы по типу модели
ИР500МФ4

Тема утверждена приказом ПГУ № 202/о от 22.03.2021 г.

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

Спроектировать многоцелевой станок с ЧПУ сверлильно-фрезерно-расточной группы по типу модели ИР500МФ4, также спроектировать приспособление для расширения технологических возможностей станка.

Станок многоцелевой с ЧПУ. Эффективная мощность резания $P \approx 7$ кВт, диапазон регулирования привода $R_n = 170$, минимальная частота вращения шпинделя $n_{\min} = 20 \text{ мин}^{-1}$.

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать кинематический и силовой расчет привода главного движения станка, анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала привода главного движения и результаты проектирования фрезерного приспособления для расширения технологических возможностей станка.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ

Лист

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

- 1) Станок многоцелевой с ЧПУ (Вид Общий) – 1 л. ф. А1.
- 2) Станок многоцелевой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная) – 1 л. ф. А1.
- 3) Привод главного движения (Сборочный чертеж) – 3 л. ф. А1.
- 4) Напряженно-деформированное состояние шлицевого вала (Теоретический чертеж) – 1 л. ф. А1.
- 5) Приспособление фрезерное (Сборочный чертеж) – 1 л. ф. А1.

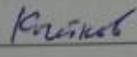
8. Особые требования по выполнению разделов:

Расчет шлицевого вала выполнить методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation.

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1) Общий вид станка	10	до 31.05.2021 г.	Крейков
2) Кинематическая схема станка	10	до 03.06.2021 г.	Крейков
3) Привод главного движения станка	20	до 07.06.2021 г.	Крейков
4) Анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала	20	до 16.06.2021 г.	Крейков
5) Приспособление фрезерное (сборочный чертеж)	20	до 14.06.2021 г.	Крейков
6) Оформление пояснительной записки	20	до 21.06.2021 г.	Крейков

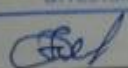
Дата выдачи задания «27» мая 2021 г. Задание к исполнению принял 

Руководитель работы  «27» мая 2021 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

Декан Факультета промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

 С.Ю. Киреев

«__» _____ 20__ г.

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка), на тему «Станок многоцелевой сверлильно-фрезерно-расточной группы по типу модели ИР500МФ4» состоит из пояснительной записки и графической части.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование многоцелевого станка с ЧПУ сверлильно-фрезерно-расточной группы по типу модели ИР500МФ4, также проектирование приспособления для расширения технологических возможностей.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, ШЛИЦЕВЫЙ ВАЛ, ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ФРЕЗЕРНОЕ, НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Пояснительная записка содержит 77 страниц (формата А4), 19 рисунков, 12 источников литературы, 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка, приведен кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, проведен расчет приспособления и выполнен анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала привода главного движения.

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Станок многоцелевой с ЧПУ (Вид Общий);

Лист формата А1 – Станок многоцелевой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная);

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

Листы форматов А0 и А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж);

Лист формата А1 – Напряженно–деформированное состояние шлицевого вала (Теоретический чертеж);

Лист формата А1 – Приспособление фрезерное (Сборочный чертеж).

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

Содержание

Введение.....	6
1 Общие сведения о базовой модели станка.....	9
2 Кинематический расчет привода главного движения.....	15
2.1 График частот вращения шпинделя.....	15
2.2 Числа зубьев в передачах.....	22
2.3 Кинематическая схема привода главного движения.....	23
2.4 Эскизное оформление привода главного движения.....	24
2.4.1 Кинематические и силовые характеристики.....	24
2.4.2 Модули зубьев в передачах.....	26
2.4.3 Диаметры валов.....	29
2.4.4 Межцентровые расстояния между валами.....	31
2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	33
2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	36
3 Силовой расчет привода главного движения.....	37
3.1 Расчет валов на прочность.....	37
3.2 Расчет шпиндельного узла.....	48
3.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	51
3.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	52
3.5 Расчет шлицевых соединений.....	54
4 Анализ напряженно – деформированного состояния шлицевого вала привода главного движения	56
5 Расчет фрезерного приспособления.....	60
Заключение.....	65
Список использованной литературы.....	66
Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы.....	68
Приложение Б – Спецификации.....	70

Введение

Новое поколение станков позволяет производству переключиться на следующий уровень развитых технологий, возникает решение актуальных проблем производства и рассчитывает не только заметно облегчить все системы управления оборудованием и устройствами, но и выпускать продукцию высокого качества при минимальных тратах материалов разного вида. Также предоставить безопасность для жизни и здоровья и комфортабельные условия для людей, использующих станок (звуко – и виброизоляции, защита рабочей зоны, консервации окружающей среды, частая переработка ресурсов, транспортирование, дробление и брикетирование стружки и т.п.).

Главным плюсом современных станков с ЧПУ является более высокий уровень автоматизации производства. Процесс вмешательства человека в технологический процесс сведен к минимуму. При этом главной задачей обслуживающего персонала будет подготовительно – заключительные операции, такие как наладка и проверка инструментов, установка и снятие заготовок, что вполне может сделать один человек, притом на нескольких станках.

Современные станки с ЧПУ – одно из эффективнейших средств металлообработки. Это связано с тем, что оборудование снабжено функциями внутренней гарантии качества. В сложные фазы и при обнаружении ошибок и недостатков, станок прекращает работу автоматически, до выявления причины и ее поправки. Это снижает потери сырья и не позволяет брака в работе.

Главным направлением развития конструкций служит широкая автоматизация производства, комплексные технологии и широкое использование информативных технологий. В скором времени металлообрабатывающее оборудование будет более точным, интеллектуальным, безотказным, лучше приспособлено к модернизации, обладающим способностью самодиагностики.

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

Одним из главных направлений необходимо выделить следующие:

1. Выполнение детали полностью на одном станке. Всё чаще встречается комбинации нетрадиционных технологий (ультразвуковой и лазерной) и традиционных, а также объединение различных процессов на одном станке.

2. Встраивание систем контроля деталей в ходе их изготовления и систем диагностики качества обработки на станках.

3. Изменение конфигураций станков.

Появились станки с переменной структурой, обладающие по сравнению с ГПС дополнительной гибкостью за счёт замены узлов – модулей.

4. Модульный принцип построения станков позволяет предоставить изготовление новых станков и в сжатые сроки, это снижает затраты и уменьшает время потребителя при переходе на выпуск новой продукции.

5. Более широкое использование нетрадиционных для станкостроения материалов, в том числе многофункциональных.

Кажется, гораздо проще купить новую технику, но нередко на базе старых станков работают уникальные технологии, которые плодотворно используются на предприятиях. При замене станков такого образца придется отбросить некоторые технические решения или разрабатывать новые. Сегодня для того, чтобы повысить производительность, пытаются постоянно усовершенствовать станки. Благодаря этому расширяются технологический потенциал оборудования, и увеличивается производительность, а также повышается точность обработки [1–3].

Преимущества модернизации:

- точность перемещения;
- повышение степени автоматизации за счет увеличения числа инструментов с автоматической сменой;
- увеличение ходов по осям;
- повышение надежности станка;
- выпуск деталей с заданными точностными параметрами;
- возможность изменения перемещения стола до 5-ти координат;

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

- повышение надежности работы станка;
- возможность увеличения диапазона регулирования;
- улучшение ремонтпригодности.

В современной промышленности, затраты на изготовление и эксплуатацию разнообразной технологической оснастки составляют до 20% от себестоимости продукции, а стоимость и сроки подготовки производства в основном определяются величиной затрат на проектирование и изготовление технологической оснастки. Огромную часть среди оснастки занимают приспособления для станков, с помощью которых выполняются такие ответственные операции как: базирование обрабатываемых деталей, повышение производительности и облегчение процесса наладки и контроля обработки деталей, а также расширения технологических возможностей станков.

Широкое распространение получили фрезерные зажимные приспособления, в которых зажимается заготовка для дальнейшей обработки. При проектировании данного типа приспособлений имеется возможность не просто разработать механический зажим, а создать фактически автоматизированный узел, подключаемый к гидро – пневмо – системе станка, расширяя функционал станка с ЧПУ и создавая огромную базу под разработку и внедрения автоматизации транспортировки деталей [1–3].

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

1 Общие сведения о базовой модели станка

ИР500МФ4 многооперационный горизонтальный обрабатывающий центр - сверлильно-фрезерно-расточной станок с числовым программным управлением (ЧПУ), автоматической сменой инструмента (АСИ) и сменой обрабатываемых деталей предназначен для высокопроизводительной обработки корпусных деталей массой до 700 кг из конструкционных материалов от легких сплавов до высокопрочных сталей.

Широкий диапазон частоты вращения шпинделя и скоростей подач позволяет производить сверление, зенкерование, развертывание, растачивание точных отверстий, связанных координатами, фрезерование по контуру с линейной и круговой интерполяцией, нарезание резьбы метчиками.

Наличие поворотного стола, устанавливаемого с высокой точностью (± 5 с через 5°), расширяет технологические возможности станка, позволяет обрабатывать соосные отверстия консольным инструментом.

Повышенная степень точности станка (класс П) обеспечивает обработку отверстий по 7, 8 квалитетам точности с шероховатостью поверхности $Ra\ 2,5$ мкм.

Высокая степень автоматизации вспомогательных функций станка включает автоматическую смену инструмента и обрабатываемых деталей, позволяет встраивать его в автоматическую линию с управлением от ЭВМ.

Все узлы станка смонтированы на жесткой T – образной станине, которая является общим основанием.

Лобовая бесконсольная шпиндельная бабка расположена внутри порталной стойки.

Устройство автоматической смены инструмента с инструментальным магазином барабанного типа монтируется на верхнем торце стойки.

Все базовые детали имеют обребренную конструкцию и обеспечивают максимальную жесткость и виброустойчивость при высокопроизводительной обработке, гарантируют длительное сохранение точности.

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

Жесткий шпиндель с диаметром под передним подшипником 105 мм и конусом № 50 изготовлен из цементированной стали с высокой поверхностной твердостью (*HRC* 62). Шпиндель монтируется в отдельном корпусе на прецизионных роликовых и упорно-радиальном шариковом подшипниках, что обеспечивает оптимальную точность, жесткость и виброустойчивость.

Гидромеханическое устройство зажима инструмента в шпинделе гарантирует надежность и быстродействие крепления режущего инструмента с усилием 1250 кг.

Привод шпинделя станка осуществляется двухступенчатой коробкой скоростей от электродвигателя постоянного тока мощностью 14 кВт. В диапазоне 21 – 174 об/мин на шпинделе обеспечивается постоянный момент, а в диапазоне 182...3000 об/мин – постоянная мощность.

Автоматическая ориентация шпинделя с управлением от ЧПУ и механической фиксацией расширяет технологические возможности станка, позволяет производить целую серию технологических циклов, в которых необходимо отвести резец от рабочей поверхности, не повреждая изделие.

Перемещение подвижных узлов по осям *X*, *Y*, *Z* осуществляется от высокомоментных электродвигателей с постоянными магнитами, которые через упругие муфты высокой жесткости непосредственно соединены с прецизионными шариковыми винтовыми парами, обладающими нагрузочной способностью, жесткостью и долговечностью.

Силовое удержание узлов при резании осуществляется следящим приводом, что исключает необходимость применения зажимных устройств.

Совершенные электроприводы подач обеспечивают постоянное (до 0,2 с) время разгона и торможения, а, следовательно, и минимальное время обработки запрограммированных перемещений.

Позиционирование осуществляется одновременно по трем координатным осям *X*, *Y*, *Z*.

В подвижных узлах станка применена система комбинированных направляющих, состоящих из прецизионных роликовых опор качения,

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

установленных с предварительным натягом, и антифрикционного полимерного материала, обладающего низким коэффициентом трения и высокой демпфирующей способностью, что гарантирует высокую точность позиционирования, устойчивость станка при резании на максимальных режимах обработки. Направляющие изготовлены из высококачественной закаленной стали и отшлифованы с высокой точностью и чистотой поверхности.

Телескопическая защита, установленная на всех координатных перемещениях, надежно защищает направляющие и шариковые винтовые пары от попадания стружки и смазочно-охлаждающей жидкости и обеспечивает длительное сохранение точности станка. Непосредственно шариковые винты и накладные направляющие снабжены специальными средствами для защиты их от попадания стружки и грязи.

Встроенный поворотный индексируемый стол перемещается по отдельной станине, которая крепится на общем основании (станине станка).

Поворотный стол имеет 72 позиции через 5°. Установка стола происходит в автоматическом режиме.

Применение в качестве индексирующего элемента специальной муфты с торцовыми зубьями в сочетании с гидравлическим устройством зажима стола гарантирует точность поворота и надежность фиксации.

Для установки и крепления деталей на поверхности плиты-спутника имеется сетка для резьбовых отверстий.

Устройство автоматической смены инструментов, расположенное вне рабочей зоны, состоит из вращающегося инструментального магазина барабанного типа с кодированными гнездами емкостью на 30 инструментов и манипулятора.

Выбор инструмента в любой последовательности с последующей гидромеханической фиксацией инструментального магазина осуществляется во время механической обработки.

Цикл смены инструмента происходит в следующем порядке:

Магазин поворачивается для поиска инструмента

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

Манипулятор делает движение вверх, захватывает инструмент за оправку и, выдвигаясь вдоль оси, вытаскивает оправку из гнезда, затем перемещается вниз и назад вдоль оси

Шпиндельная бабка движется вверх в позицию смены инструмента, автооператор в конце хода захватывает отработавший инструмент

Происходит смена инструмента, для этого оператор совершает ход вперед, поворот на 180° , ход назад

Шпиндельная бабка опускается в рабочую позицию, а автооператор переносит отработавший инструмент в свое гнездо магазина

Автооператор опускается, чтобы не мешать повороту магазина при поиске следующего инструмента

Так как основная часть перечисленных действий происходит во время обработки, то непосредственно на смену инструмента в шпинделе затрачивается 6 с.

Магазин получает вращение от высокомоментного электродвигателя М4 ($N=2,8$ кВт, $n=1500$ мин⁻¹) с возбуждением от постоянных магнитов через зубчатую пару.

Номера гнезд магазина закодированы; в корпусе магазина установлены упоры, воздействующие на конечные выключатели, осуществляющие отсчет поворота при поиске необходимого гнезда.

Двухзахватный автооператор имеет механизмы поворота, вертикального перемещения и выдвижения, работающие от гидросистемы станка (соответствующие гидроцилиндры на схеме не показаны). Поворот происходит от реечной передачи $m=3$ мм. Контроль крайних положений сборочных единиц и управление циклом автоматической смены инструментов осуществляется бесконтактными конечными выключателями.

Устройство смены стола-спутника. Автоматическая смена плит-спутников обеспечивает работу станков в автоматическом режиме, исключая из технологического цикла обработки время на установку и снятие деталей.

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

Накопитель столов-спутников. Отдельно стоящее гидромеханическое поворотное (на 180°) устройство, установленное у станка справа, служит для загрузки-разгрузки, ориентации и фиксации плиты-спутника на поворотном столе станка.

Работа гидравлических механизмов на станке обеспечивается аксиально-поршневым насосом переменной производительности с автоматическим регулированием расхода масла ($Q_{\max} = 46$ л/мин, $P_{\max} = 60$ кг/см²), что гарантирует быстроедействие исполнительных органов (автоматической смены инструментов) и уменьшает нагрев рабочей жидкости.

Управление гидроцилиндрами всех рабочих органов вспомогательных движений производится при помощи блочной гидроаппаратуры.

В гидросистеме станка встроен гидроаккумулятор с эластичным мешком, что обеспечивает уравнивание шпиндельной бабки. Масло гидросистемы охлаждается в теплообменнике с воздушным охлаждением.

Пневмоистема станка предназначена для обдува воздухом конусов, шпинделя и инструмента, базовых платиков поворотного стола и базовых поверхностей столов-спутников при их автоматической смене. Работа пневмосистемы осуществляется автоматически с управлением от системы ЧПУ переключением воздухораспределителей.

Смазка всех трущихся деталей станка и подшипников шпинделя автоматическая централизованная дозированная от отдельной установки; шестерен и подшипников главного привода непрерывная циркуляционная от отдельного насоса, расположенного в гидростанции.

В станке предусмотрены подача жидкой и распыленной смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания и сток в отдельно стоящий бак по сигналу с ЧПУ. Зона резания имеет ограждение для защиты оператора и окружающей среды от разбрызгивания эмульсии.

Устройство автоматической уборки стружки исключает затраты рабочего времени на уборку стружки вручную и облегчает условия труда рабочего-станочника.

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

По особому заказу за отдельную плату станки изготавливаются по классу точности А ОСТ2 Н72-6 – 81.

Категория качества – высшая.

Разработчик – Ивановское СКБ расточных станков.

Общий вид станка модели ИР500МФ4 представлен на рисунок 1 (графическая часть: лист формата А1 – Станок многоцелевой с ЧПУ (Вид общий)).



Рисунок 1 – Общий вид станка модели ИР500МФ4

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

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 [3, с. 31].

Определяем диапазон регулирования привода [3, с. 31]:

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

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

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

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\phi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \phi$ [3, с. 31].

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

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

где $R_{\Pi} = 170$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп (min)}} = 20 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Следовательно,

$$n_{\text{шп (max)}} = 170 \cdot 20 = 3400 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя по формуле [3, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 7 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

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

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [3, с. 12], принимаем $\eta = 0,80$.

Тогда,

$$P_{\text{дв}} = \frac{7}{0,80} = 8,75 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ180М [4, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 9 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ — максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ — номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{лв}} = 42 \text{ мм}$ — диаметр выходного конца вала двигателя [4, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [3, с. 32]:

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

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

Диапазон регулирования коробки скоростей определяем [3, с. 32]:

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

$$R_{\text{к}} = \frac{170}{4} = 42,5.$$

Определяем число скоростей коробки [3, с. 36]:

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

$$z = \frac{\lg 170}{\lg 4} = 3,70.$$

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [3, с. 32]:

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

$$m = \frac{\lg 42,5}{\lg 8} = 1,8 .$$

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 [3, с. 32]:

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_k} ,$$

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[2]{42,5} = 6,52 .$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 6,52$.

Чтобы выбрать знаменатель ряда φ можно воспользоваться следующими рекомендациями [3, 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 [3, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

Число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы определяем по формуле [3, с. 33]:

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

$$K_m = \frac{\lg 6,52}{\lg 1,26} = 6 .$$

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

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

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [3, с. 33]:

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

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

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

$$R_{\kappa(\Phi)} = R_a \Phi^{K_b},$$

$$R_{\kappa(\Phi)} = 6,52 \cdot 1,26^6 = 26,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{n(\Phi)} = 4 \cdot 26 = 104.$$

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 [3, с. 33]:

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

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

Значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого [3, с. 33].

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg (3000 / 3550)}{\lg 1,26} = -0,73$$

Принимаем $K_1 \approx 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 104}{\lg 1,26} = 20,$$

принимаем $K_2 = 20$

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2 ,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 20 = 21 .$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 22 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 [3, с. 33–34].

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

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}(\text{max}) = 3550 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 18$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 56 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по III валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 224 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *A* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 224 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки *A* откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии III, 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* (графическая часть: Лист формата А1 – Станок многоцелевой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная)).

После этого из точки *A* по валу II проводим луч на 6 интервалов вверх до точки *D* (точка $n_{\text{шп}} = 900 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *D* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 900 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки *D*

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

откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку E. Из точки E проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки D.

Затем точки D и E соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точек D и A. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шт}} = 45 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шт}} = 35,5 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шт}} = 28 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шт}} = 22,4 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шт}} = 18 \text{ мин}^{-1}$).

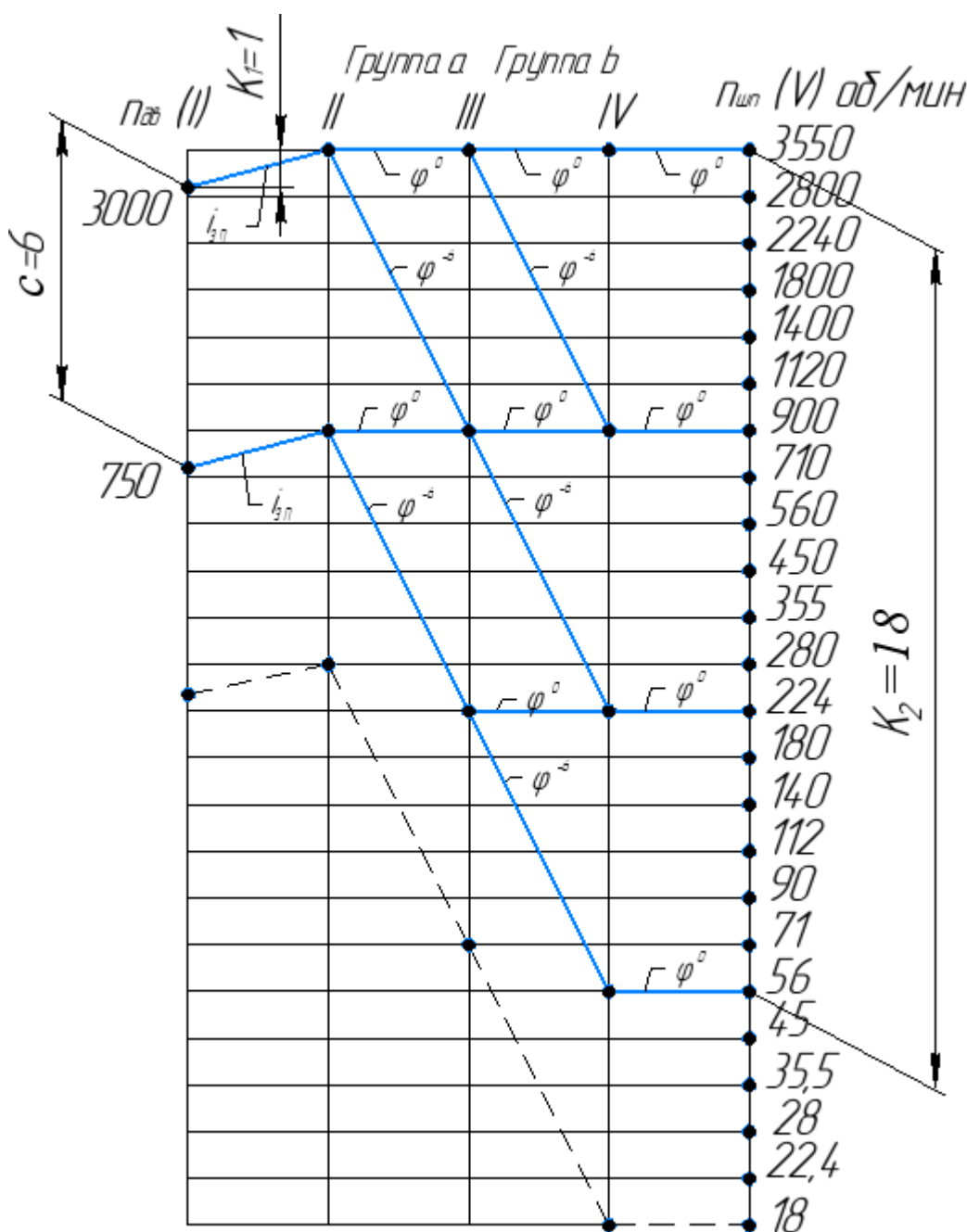


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 3 представлена схема кинематическая привода главного движения проектируемого станка (z – числа зубьев колес).

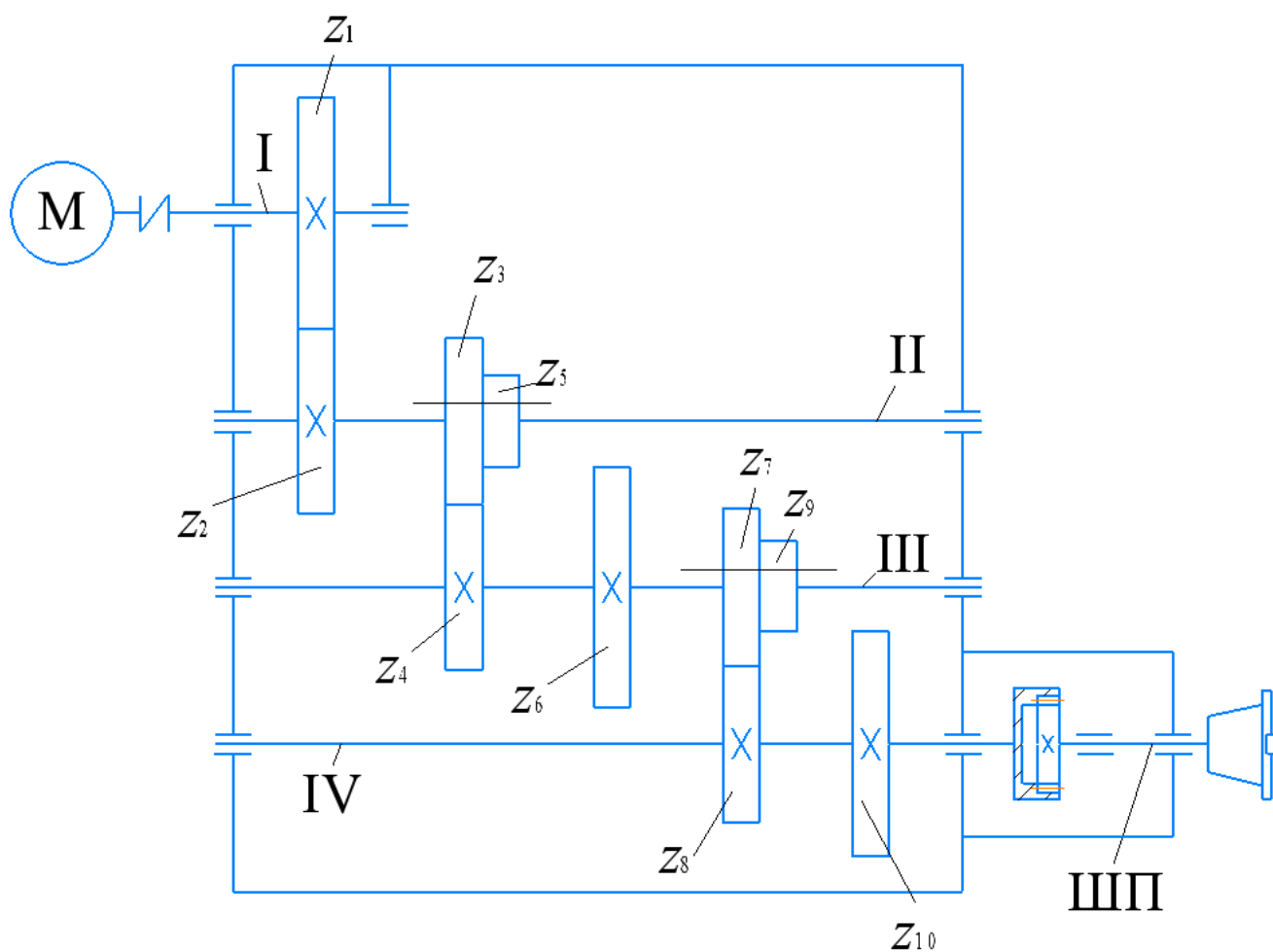


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант)

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, используя таблицу 7 [3, с. 40–46]. По горизонтали обозначены

суммы зубьев Σz , начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев Σz и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

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

$$z_1 - z_2 : \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{I}}} = \frac{3550}{3000} = 1,18 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{900}{750} = 1,2 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,19$, $\Sigma z = 77$, $z_2 = 35$ [3, с. 40–46, т. 7], тогда

$$z_1 = \Sigma z - z_2 = 77 - 35 = 42.$$

2) переборная группа “а”:

$$z_3 - z_4 : \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{3550}{3550} = 1 \quad \text{или} \quad i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{900}{900} = 1$$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [3, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1$, $\Sigma z = 86$, $z_3 = 43$ [3, с. 40–46, т. 7], тогда

$$z_4 = \Sigma z - z_3 = 86 - 43 = 43;$$

$$z_5 - z_6 : \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{3550}{900} = 3,94 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{900}{224} = 4,02 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^{-6} = 4 -$$

по таблице 5 [3, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 3,98$, $\Sigma z = 86$, $z_5 = 17$ [3, с. 40–46, т. 7], тогда

$$z_6 = \Sigma z - z_5 = 86 - 17 = 69;$$

3) переборная группа “b”:

$$z_7 - z_8 : \text{передаточное отношение} - i_{\text{зн} (z_7 - z_8)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{3550}{3550} = 1 \text{ или } i_{\text{зн} (z_7 - z_8)} = \frac{900}{900} = 1,$$

$$\text{или } i_{\text{зн} (z_7 - z_8)} = \frac{224}{224} = 1 \text{ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), } \varphi^0 = 1 -$$

по таблице 5 [3, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн} (z_7 - z_8)} = 1$, $\Sigma z = 108$, $z_7 = 54$ [3, с. 40–46, т. 7], тогда

$$z_8 = \Sigma z - z_7 = 108 - 54 = 54 ;$$

$$z_9 - z_{10} : \text{передаточное отношение} - i_{\text{зн} (z_9 - z_{10})} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{3550}{900} = 3,94 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн} (z_9 - z_{10})} = \frac{900}{224} = 4,02, \text{ или } i_{\text{зн} (z_9 - z_{10})} = \frac{224}{56} = 4 \text{ (см. рисунок 2 – График частот вращения}$$

шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [3, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн} (z_9 - z_{10})} = 3,98$, $\Sigma z = 108$, $z_9 = 22$ [3, с. 40–46, т. 7], тогда

$$z_{10} = \Sigma z - z_9 = 108 - 22 = 86 .$$

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [3, с. 47].

2.3 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса (шкивы) необходимо расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение [3, с. 47].

На рисунке 4 представлена кинематическая схема привода главного движения проектируемого станка (z – числа зубьев колес) (графическая часть: Лист формата А1 – Станок многоцелевой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная)).

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

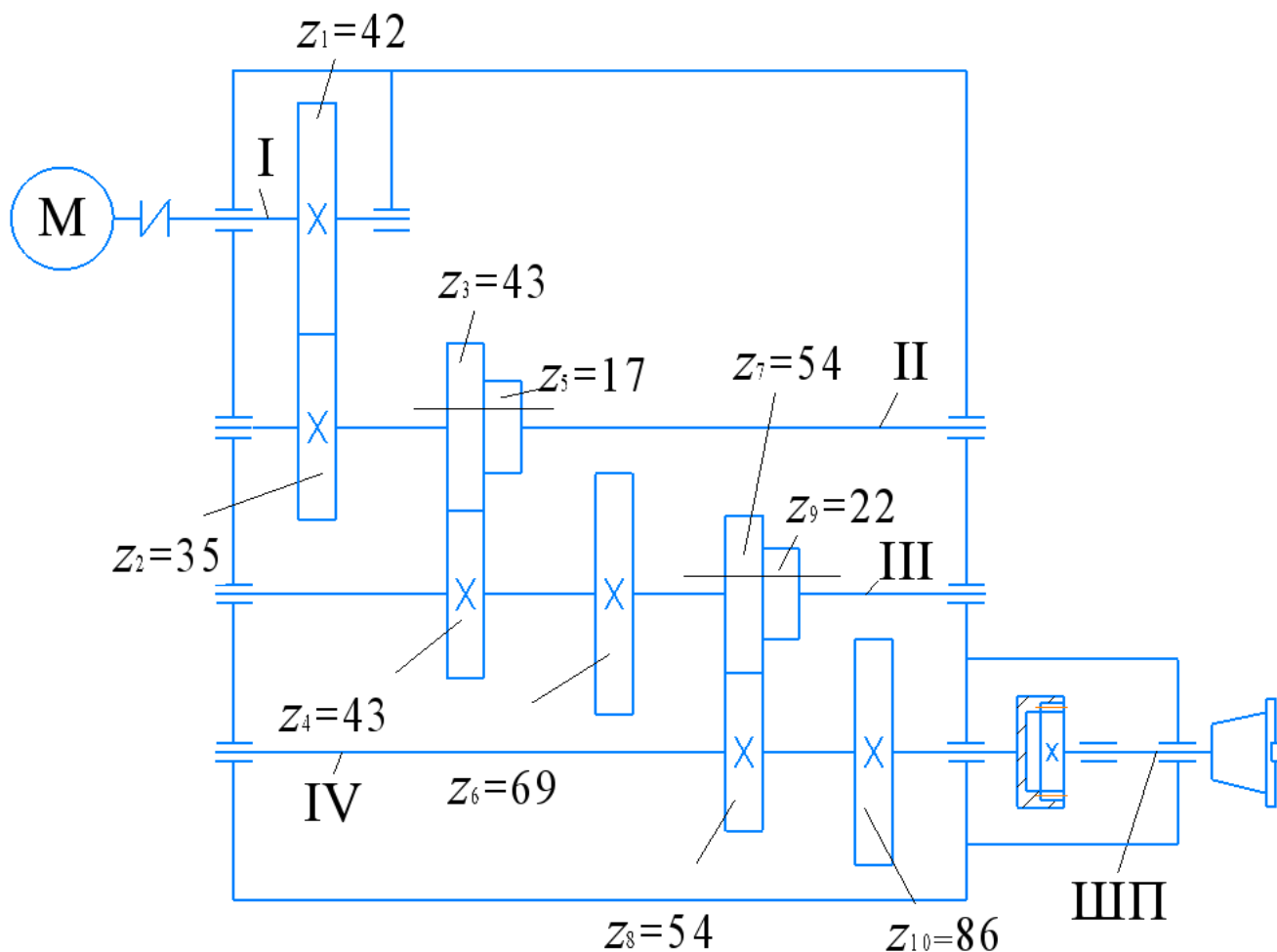


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка
(окончательный вариант)

2.4 Эскизное оформление привода главного движения

2.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Расчетную частоту вращения шпинделя определяем по формуле [3, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{мин}} \left(R_n^{\frac{1}{3}} \dots R_n^{\frac{1}{4}} \right),$$

$$n_{\text{шп расч}} = 20 \left(170^{\frac{1}{3}} \dots 170^{\frac{1}{4}} \right) = (110,79 \dots 72,3) \text{ мин}^{-1}.$$

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

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя):

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

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

$$n_{\text{II}} = 1400 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1166,66 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность на каждом валу коробки скоростей, с учетом потерь в каждой кинематической паре, определяем по формулам [5, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 9 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД соединительной муфты [3, с. 8, т. 1.1];

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

следовательно,

$$P_{\text{I}} = 9 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 8,7 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 8,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,35 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{III}} = 8,35 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,1 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{III}} = 8,1 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,78 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{\text{к I}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{8,7}{1166,66} = 71,22 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{к II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{8,35}{1400} = 56,96 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{к III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{8,1}{355} = 217,9 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{к IV III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III \text{ расч}}} = 9550 \frac{7,78}{90} = 825,5 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

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 [3, с. 82].

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

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

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

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

m_k – 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_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н · м ;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [3, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое по таблице 17 [3, 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 [3, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [3, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [3, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (50...56)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 270$ МПа [3, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2 : z_2 = 35, \quad i_{\text{эл}}(z_1 - z_2) = 1,19, \quad M_{\text{кл}} = 56,96 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,77,$$

$$m_k = \frac{770}{35} \cdot \sqrt[3]{\frac{56,96 \cdot 1,12 \cdot (1,19 + 1)}{1,19 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,20 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{56,96 \cdot 1,2 \cdot 3,77}{35^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 1,75 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм,

переборная группа а:

$$z_3 - z_4 : z_4 = 43, \quad i_{\text{эл}}(z_3 - z_4) = 1, \quad M_{\text{кIII}} = 217,9 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,70,$$

$$m_k = \frac{770}{43} \cdot \sqrt[3]{\frac{217,9 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,91 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{217,9 \cdot 1,2 \cdot 3,70}{43^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,37 \text{ мм} ,$$

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

$$z_5 - z_6 : \quad z_5 = 17 , \quad i_{3II(z5-z6)} = 3,98 , \quad M_{кII} = 56,96 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \quad \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , \quad K_{F\beta} = 1,2 , \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа} , \quad Y_F = 4,28 ,$$

$$m_k = \frac{770}{17} \cdot \sqrt[3]{\frac{56,96 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,65 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{56,96 \cdot 1,2 \cdot 4,28}{17^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,95 \text{ мм} ,$$

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

следовательно, для переборной группы a принимаем $m = 3 \text{ мм}$,

переборная группа b :

$$z_7 - z_8 : \quad z_8 = 54 , \quad i_{3II(z7-z8)} = 1 , \quad M_{кIII} = 825,5 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \quad \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , \quad K_{F\beta} = 1,2 , \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа} , \quad Y_F = 3,67 ,$$

$$m_k = \frac{770}{54} \cdot \sqrt[3]{\frac{825,5 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,38 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{825,5 \cdot 1,2 \cdot 3,67}{54^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 3,16 \text{ мм} ,$$

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

$$z_9 - z_{10} : \quad z_9 = 22 , \quad i_{3II(z9-z10)} = 3,98 , \quad M_{кIII} = 217,9 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \quad \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , \quad K_{F\beta} = 1,2 , \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа} , \quad Y_F = 4 ,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{217,9 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 3,20 \text{ мм}$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{217,9 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 3,80 \text{ мм}$$

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

следовательно, для переборной группы b принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

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

2.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [3, 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} .

Тогда,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,7}{1166,66}} = 32,32 \text{ мм},$$

принимаем $d_{I \min} = 35 \text{ мм}$,

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,35}{1400}} = 30,57 \text{ мм},$$

принимаем $d_{II \min} = 35 \text{ мм}$.

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,1}{355}} = 42,75 \text{ мм},$$

принимаем $d_{III \min} = 45 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{шп \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 5) [3, с. 87]:

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

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

Тогда,

$$d_{шп \min} = 9 / (0,15 \dots 0,35) = (60 \dots 25,71) \text{ мм},$$

принимаем $d_{шп \min} = 125 \text{ мм}$.

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

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: 2 Листа форматов А0, А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)) [3, с. 88].

Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шт min}}$ или по таблице 19 [3, 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.

Тогда,

$$d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 125 = (125 \dots 150) \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{\text{пк}} = 150 \text{ мм}$.

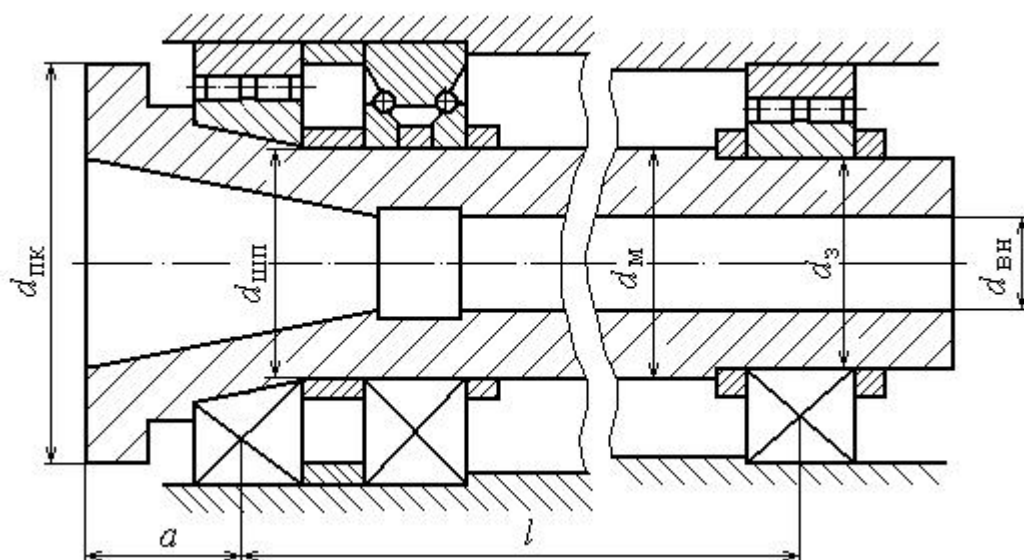


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) по формуле [3, с. 88]:

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

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 125 = (112,5 \dots 125) \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{\text{м min}} = 125 \text{ мм} .$

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 5) [3, с. 88]:

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

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 125 = (100 \dots 112,5) \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{\text{з min}} = 110 \text{ мм} .$

Принимаем по таблице Ж2 [4, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ180L – $d_{\text{1ДВ}} = 42 \text{ мм} .$

2.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 6) по формуле [3, 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.

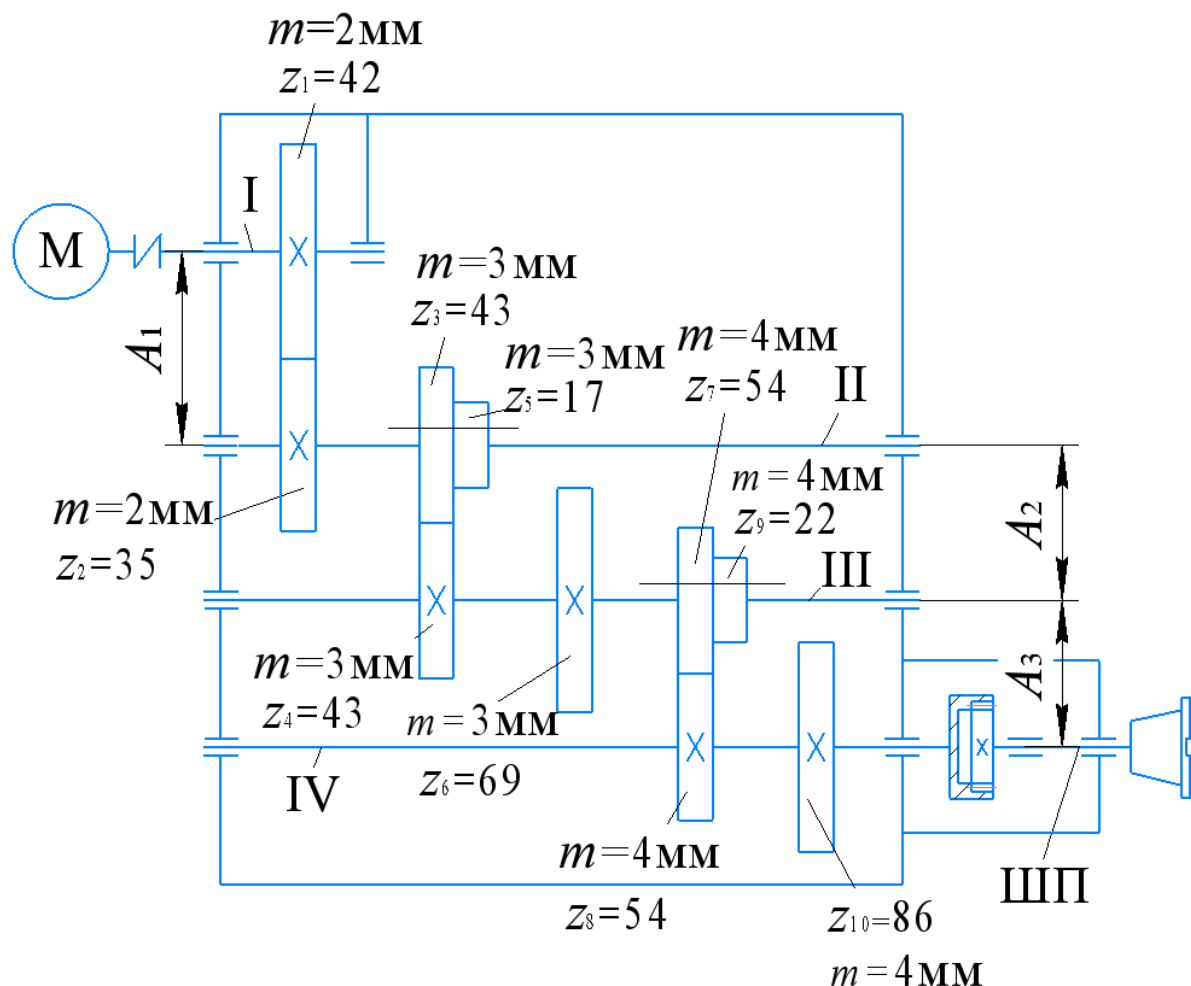


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 6):

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

$$A_1 = \frac{2}{2}(35 + 42) = 77 \text{ мм}.$$

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

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6),$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(43 + 43) = \frac{3}{2}(17 + 69) = 129 \text{ мм.}$$

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

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_7 + z_8) = \frac{m}{2}(z_9 + z_{10}),$$

$$A_3 = \frac{4}{2}(54 + 54) = \frac{4}{2}(22 + 86) = 216 \text{ мм.}$$

2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес определяем по формуле [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев определяем по формуле [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев определяем по формуле [4]:

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

– ширина венца колес определяем по формуле [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 42, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм},$$

$$d_a = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм},$$

$$d_f = 88 - 2,5 \cdot 2 = 83 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2 = (16 \dots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

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

$$z_2 = 35, m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм},$$

$$d_a = 70 + 2 \cdot 2 = 74 \text{ мм},$$

$$d_f = 74 - 2,5 \cdot 2 = 69 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2 = (16 \dots 20) \text{ мм},$$

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 43, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 43 = 129 \text{ мм},$$

$$d_a = 129 + 2 \cdot 3 = 135 \text{ мм},$$

$$d_f = 129 - 2,5 \cdot 3 = 121,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 43, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 43 = 129 \text{ мм},$$

$$d_a = 129 + 2 \cdot 3 = 135 \text{ мм},$$

$$d_f = 129 - 2,5 \cdot 3 = 121,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 17, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 17 = 51 \text{ мм},$$

$$d_a = 51 + 2 \cdot 3 = 57 \text{ мм},$$

$$d_f = 51 - 2,5 \cdot 3 = 43,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 69, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 69 = 207 \text{ мм},$$

$$d_a = 207 + 2 \cdot 3 = 213 \text{ мм},$$

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

$$d_f = 207 - 2,5 \cdot 3 = 199,5 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм} .$

$$z_7 = 54 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 54 = 216 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 216 + 2 \cdot 4 = 224 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 216 - 2,5 \cdot 4 = 206 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40)_{\text{мм}} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_8 = 54 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 54 = 216 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 216 + 2 \cdot 4 = 224 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 216 - 2,5 \cdot 4 = 206 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40)_{\text{мм}} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_9 = 22 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 88 - 2,5 \cdot 4 = 78 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40)_{\text{мм}} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_{10} = 86 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 86 = 344 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 344 + 2 \cdot 2 = 348 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 344 - 2,5 \cdot 4 = 345,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40)_{\text{мм}} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

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

2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100 \text{ мм}$, 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 [3, с. 89–90, т. 20].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 7) [3, с. 89–90, т. 20]:

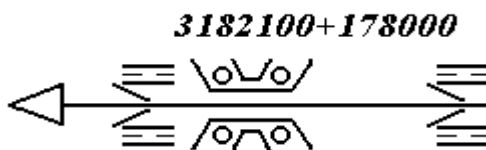


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

3 Силовой расчет привода главного движения

3.1 Расчет валов на прочность

I) Расчет вала I (рисунок 8).

Исходные данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=71,22$ Н·м; делительный диаметр колеса $z_1 d=84$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,029$ м; $b=0,031$ м; $c=0,061$ м (графическая часть: 2 листа форматов А0, А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [3, с. 22]:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d},$$
$$P_x = \frac{2 \cdot 71,22}{0,084} = 1695,71 \text{ Н.}$$

Радиальную силу P_y определяем по формуле [3, с. 22]:

$$P_y = 0,5 \cdot P_x = 0,5 \cdot 1695,71 = 847,86 \text{ Н.}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [3, с. 22]:

$$Q = 1,1 \cdot P_x,$$
$$Q = 1,1 \cdot 1695,71 = 1865,28 \text{ Н.}$$

Определяем силу F_m , действующую на вал от муфты [5, с. 119]:

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{T},$$

где $T=71,22$ Н·м – крутящий момент на валу;

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{71,22} = 421,96 \text{ Н.}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,029 \cdot 847,86}{0,029 + 0,031} = 409,80 \text{ Н},$$
$$A_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,029 \cdot 1695,71}{0,029 + 0,031} = 819,59 \text{ Н}.$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,031 \cdot 847,86}{0,029 + 0,031} = 438,06 \text{ Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,031 \cdot 1695,71}{0,029 + 0,031} = 876,12 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_M :

$$A_M = \frac{F_M \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{421,96 \cdot (0,029 + 0,031 + 0,061)}{0,029 + 0,031} = 850,55 \text{ Н},$$

$$B_M = \frac{F_M \cdot c}{a + b} = \frac{421,96 \cdot 0,061}{0,029 + 0,031} = 428,79 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах определяем по формулам:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_M = \sqrt{491,76^2 + 983,52^2} + 850,55 = 1950,16 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_M = \sqrt{525,67^2 + 1051,35^2} + 428,79 = 1604,23 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рис. 8, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot b = 491,76 \cdot 0,031 = 15,25 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

– в вертикальной плоскости (рис. 8, в):

$$M_{z2}^y = A_y \cdot b = 983,52 \cdot 0,031 = 30,49 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

– изгибающий момент от силы F_M (рис. 8, г):

$$M_{z3}^M = F_M \cdot c = 421,96 \cdot 0,061 = 25,74 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_c^M = A_M \cdot a = 850,55 \cdot 0,029 = 24,66 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^M = \sqrt{(15,25)^2 + (28,52)^2} + 24,66 = 58,08 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

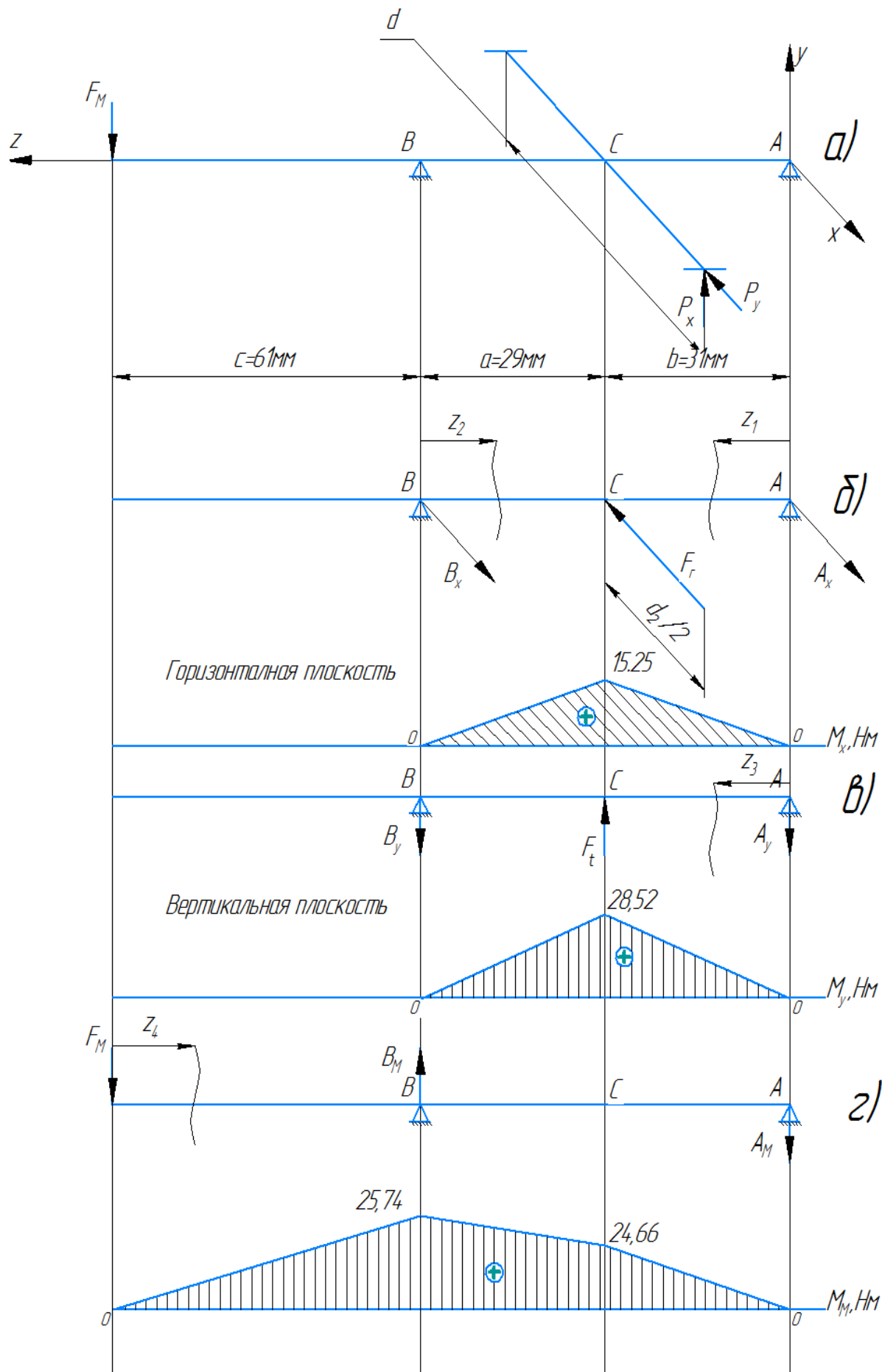


Рисунок 8 – Расчетная схема вала I

Принимаем материал вала – сталь 40ХН, $\sigma = 195 \cdot 10^6$ Па.

Проверяем диаметр вала [3, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{58,08^2 + 0,5 \cdot 71,22^2}}{195 \cdot 10^6} = 3,94 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ;

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

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Тогда,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3,94 \cdot 10^{-7}}{3,14}} = 34,25 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

II) Расчет вала II (рисунок 9)

Исходные данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=56,96$ Н·м; делительный диаметр колеса z_3 , $d=129$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,181$ м; $b=0,208$ м; $c=0,031$ м (графическая часть: 2 Листа форматов А0, А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [3, с. 22]:

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d} = \frac{2 \cdot 56,96}{0,129} = 883,1 \text{ Н}.$$

Радиальную силу P_y определяем по формуле [3, с. 22]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 883,1 = 441,55 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [3, с. 22]:

$$Q_2 = 1,1 \cdot P_{x2} = 1,1 \cdot 883,1 = 971,42 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_1 , действующую на II вал от зубчатой передачи z_1-z_2 [5, с. 118]:

$$F_1 = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2},$$

$$F_1 = \sqrt{1695,71^2 + 847,86^2} = 1895,86 \text{ Н} .$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,181 \cdot 441,55 - 0,031 \cdot 847,86}{0,181 + 0,208} = 137,78 \text{ Н} ,$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,181 \cdot 883,1 - 0,031 \cdot 1695,71}{0,181 + 0,208} = 275,56 \text{ Н} .$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,208 \cdot 441,55 - 0,031 \cdot 847,86}{0,181 + 0,208} = 168,74 \text{ Н} ,$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,208 \cdot 883,1 - 0,031 \cdot 1695,71}{0,181 + 0,208} = 337,48 \text{ Н} .$$

Определяем опорные реакции от силы F_1 :

$$A_1 = \frac{F_1 \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{1895,86 \cdot (0,181 + 0,208 - 0,031)}{0,181 + 0,208} = 1744,89 \text{ Н} ,$$

$$B_1 = \frac{F_1 \cdot c}{a + b} = \frac{1895,86 \cdot 0,031}{0,181 + 0,208} = 150,97 \text{ Н} .$$

Суммарные реакции в опорах определяем по следующим формулам:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_1 = \sqrt{124,25^2 + 248,55^2} + 1744,89 = 2022,77 \text{ Н} ,$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_1 = \sqrt{87,29^2 + 174,57^2} + 181,16 = 376,33 \text{ Н} .$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рис. 9, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 137,78 \cdot 0,181 = 24,94 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{z1}^y = B_x \cdot c = 206,07 \cdot 0,031 = 6,39 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– в вертикальной плоскости (рис. 9, в):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 275,56 \cdot 0,181 = 49,88 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{z2}^y = B_y \cdot c = 337,48 \cdot 0,031 = 10,46 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– изгибающий момент от силы F_1 (рис. 9, г):

$$M_{z3}^1 = -F_1 \cdot c = -1744,89 \cdot 0,031 = -54,09 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

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

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^I = A_1 \cdot a = 1744,89 \cdot 0,181 = 315,83 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{24,94^2 + (-49,88)^2} + 315,83 = 371,60 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

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

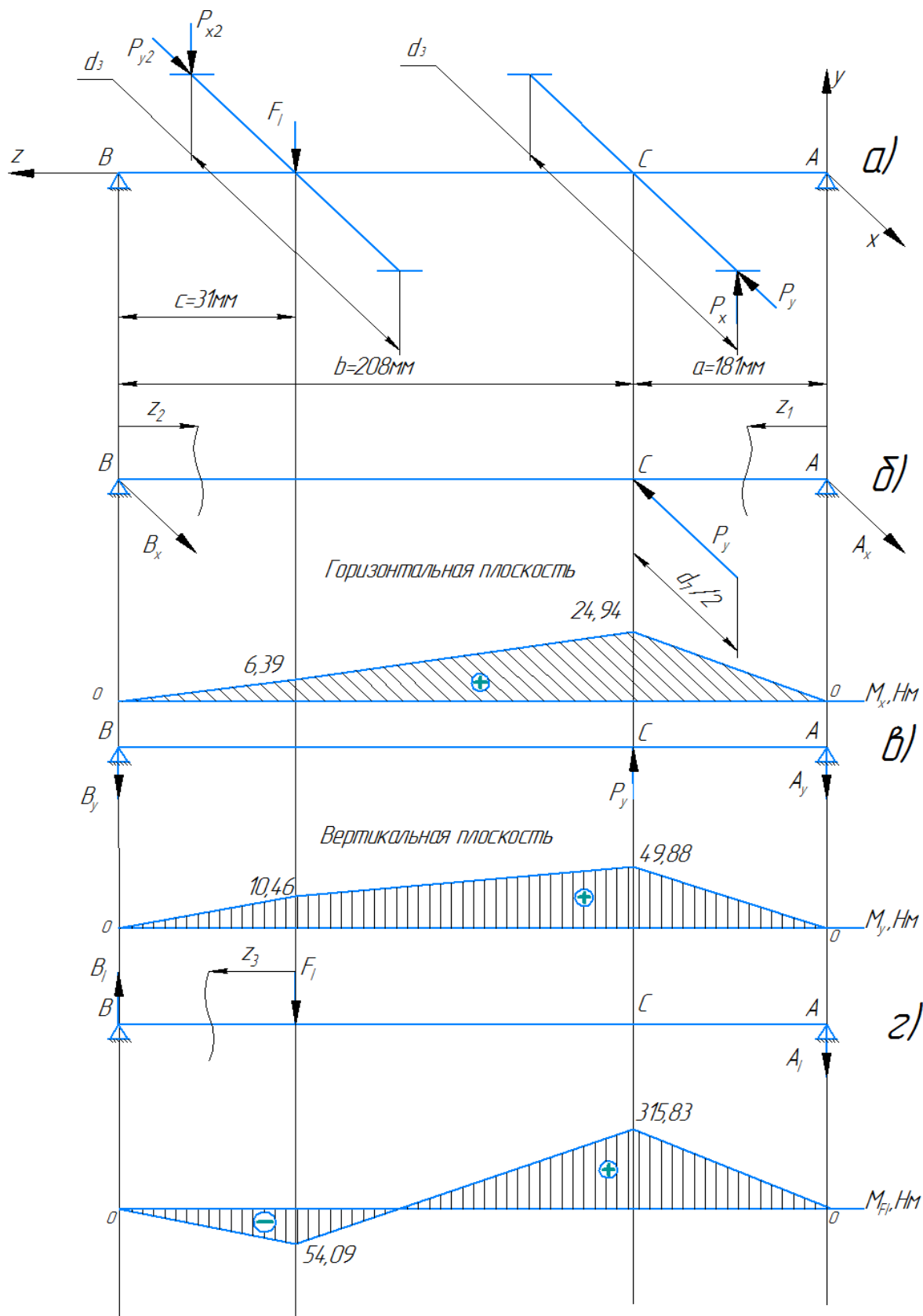


Рисунок 9 – Расчетная схема вала II

Принимаем материал вала – сталь 40ХН: $\sigma = 195 \cdot 10^6$ Па.

Проверяем диаметр вала [3, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{435,25^2 + 0,5 \cdot 56,96^2}}{195 \cdot 10^6} = 2,24 \cdot 10^{-7} \text{ м м}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ;

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

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Тогда,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2,24 \cdot 10^{-7}}{3,14}} = 28,37 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

III) Расчет вала III (рисунок 10)

Исходные данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=217,9$ Н·м; делительный диаметр колеса z_7 $d=216$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,282$ м; $b=0,332$ м; $c=0,182$ м (графическая часть: 2 Листа форматов А0, А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [3, с. 22]:

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d} = \frac{2 \cdot 217,9}{0,216} = 2017,59 \text{ Н}.$$

Радиальную силу P_y определяем по формуле [3, с. 22]:

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 2017,59 = 1008,79 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [3, с. 22]:

$$Q_3 = 1,1 \cdot P_{x3} = 1,1 \cdot 2017,59 = 2219,35 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_{II} , действующую на III вал от зубчатой передачи z_3-z_4 [5, с. 118]:

$$F_{II} = \sqrt{P_{x2}^2 + P_{y2}^2},$$

$$F_{II} = \sqrt{883,1^2 + 441,55^2} = 987,34 \text{ Н} .$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,282 \cdot 1008,79 - 0,182 \cdot 441,55}{0,282 + 0,332} = 332,44 \text{ Н} ,$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,282 \cdot 2017,59 - 0,182 \cdot 883,1}{0,282 + 0,332} = 664,88 \text{ Н} .$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,332 \cdot 1008,79 - 0,182 \cdot 441,55}{0,282 + 0,332} = 414,58 \text{ Н} ,$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,332 \cdot 2017,59 - 0,182 \cdot 883,1}{0,282 + 0,332} = 829,18 \text{ Н} .$$

Определяем опорные реакции от силы F_{II} :

$$B_{III} = \frac{F_{II} \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{987,34 \cdot (0,282 + 0,332 + 0,182)}{0,282 + 0,332} = 1280,01 \text{ Н} ,$$

$$A_{III} = \frac{F_{II} \cdot c}{a + b} = \frac{987,34 \cdot 0,182}{0,282 + 0,332} = 292,66 \text{ Н} .$$

Суммарные реакции в опорах определяем по формулам:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_{III} = \sqrt{332,44^2 + 664,88^2} + 292,66 = 1036,02 \text{ Н} ,$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_{III} = \sqrt{414,58^2 + 829,18^2} + 1036,02 = 1963,06 \text{ Н} .$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рис. 10, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 332,44 \cdot 0,282 = 93,75 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 414,58 \cdot 0,332 = 137,65 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– в вертикальной плоскости (рис. 10, в):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 664,88 \cdot 0,282 = 187,49 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 829,18 \cdot 0,182 = 150,91 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– изгибающий момент от силы F_{II} (рис. 10, г):

$$M_{z3}^{III} = -F_{II} \cdot c = -987,34 \cdot 0,182 = -179,7 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

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

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_c^{\text{III}} = B_{\text{III}} \cdot b = 1280,01 \cdot 0,332 = 424,96 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^{\text{X}})^2 + (M_c^{\text{Y}})^2} + M_c^{\text{III}} = \sqrt{137,65^2 + 187,49^2} + 424,96 = 657,55 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

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

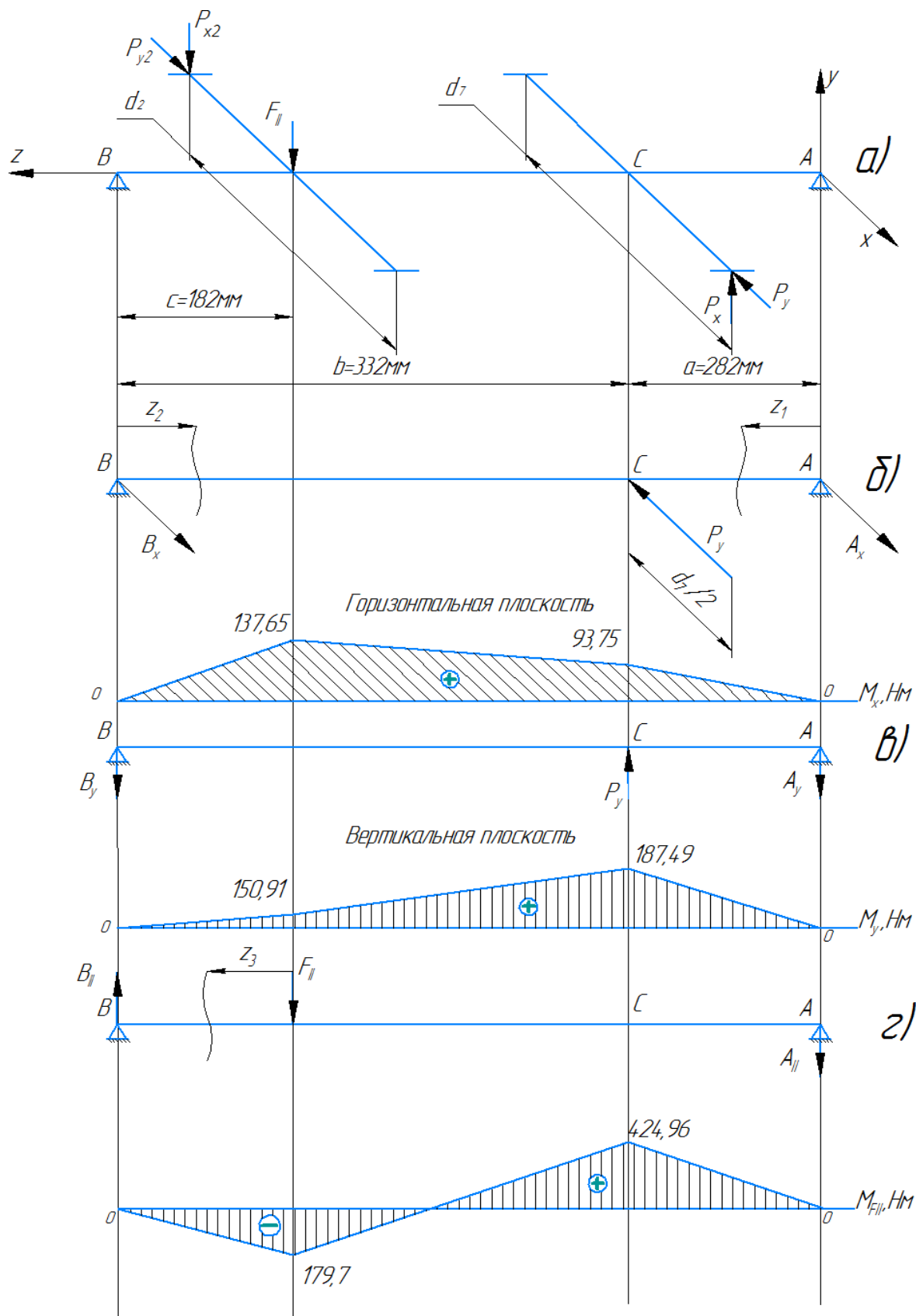


Рисунок 10 – Эпюры моментов для вала III

Принимаем материал вала – сталь 40ХН, $\sigma = 195 \cdot 10^6$ Па.

Проверяем диаметр вала [3, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{657,55^2 + 0,5 \cdot 217,9^2}}{195 \cdot 10^6} = 34,64 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ;

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

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 34,64 \cdot 10^{-7}}{3,14}} = 32,8 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

3.2 Расчет шпиндельного узла

На рисунке 11 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

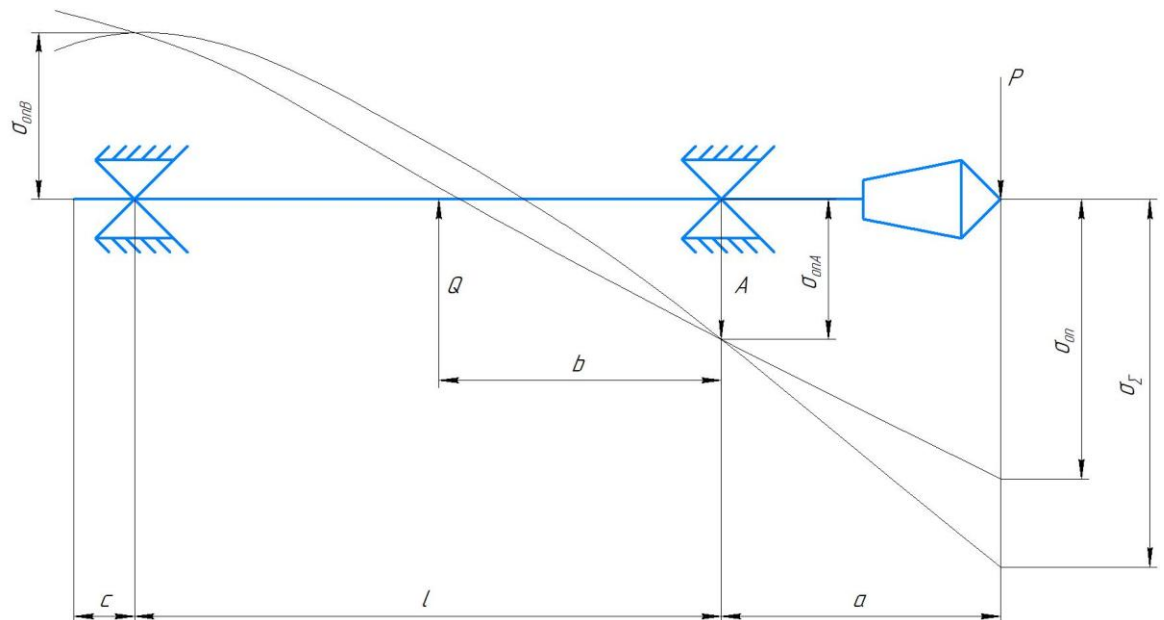


Рисунок 11 – Шпиндельный узел

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 [5].

Радиальное упругое перемещение δ_{Σ} , мм, переднего конца шпинделя без учета защемления:

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

где a – вылет переднего конца шпинделя; $a = 112$ мм;

b – расстояние от приводного элемента до передней опоры; $b = 81$ мм;

E – модуль упругости материала шпинделя; материал шпинделя – сталь 40Х,
 $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

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

l – длина межопорного участка шпинделя; $l = 146$ мм;

j_A, j_B – радиальная жесткость передней и задней опоры (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [3, с. 38]);
 $j_A = 0,8 \cdot 10^6$ Н/м, $j_B = 0,5 \cdot 10^6$ Н/м;

P и Q – величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания P :

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{V_p},$$

где N_v – эффективная мощность резания (по заданию $N_v = 10$ кВт);

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

$$V_p = \frac{\pi D_{\max} n_p}{1000},$$

где $D_{\max}$ – максимальный диаметр инструмента; $D_{\max} = 160$ мм;

n_p – расчетная частота вращения заготовки; $n_p = 90$ об/мин,

следовательно,

$$V_p = \frac{\pi D_{\max} n_p}{1000},$$

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

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 90}{1000} = 45,22 \text{ м/мин},$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{V_p},$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 10}{45,22} = 13268,46 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = 0,9 J_1,$$

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot d}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d} \right) = \frac{3,14 \cdot 75}{64} \cdot \left(1 - \frac{85}{75} \right) = 2,39 \cdot 10^5 \text{ мм}^4,$$

$$J_1 = \frac{2,39 \cdot 10^5}{0,9} = 2,65 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , силы действующей от III вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{2017,59^2 + 1008,79^2} = 2255,73 \text{ Н}.$$

Радиальное упругое перемещение δ_Σ , мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления т.к в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления $\xi=0,45$.

Тогда,

$$\begin{aligned} \delta_\Sigma = P \cdot & \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1 - \xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1 - \xi) + j_b (l + a(1 - \xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] - \\ & - Q(1 - \xi) \cdot \left[\frac{j_B (l + a)(l - b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right], \\ \delta_\Sigma = 13268,46 \cdot & \left[\frac{112^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 2,65 \cdot 10^5} + \frac{146 \cdot 112^2 \cdot (1 - 0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 2,39 \cdot 10^5} + \right. \\ & \left. + \frac{0,8 \cdot 10^6 \cdot 112^2 \cdot (1 - 0,45) + 0,5 \cdot 10^6 (146 + 112 \cdot (1 - 0,45))^2}{0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 146^2} \right] - \\ & - 2255,73 \cdot (1 - 0,45) \cdot \left[\frac{0,5 \cdot 10^6 (146 + 112)(146 - 112) - 0,8 \cdot 10^6}{0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 146^2} - \right. \\ & \left. - \frac{112}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 2,65 \cdot 10^5 \cdot 146} (58^3 + 2 \cdot 146^2 \cdot 58 - 3 \cdot 146 \cdot 58^2) \right] = \\ = 13268,46 \cdot & [0,00000467] - 2255,73 \cdot (1 - 0,45) \cdot [0,00000035] = 0,00576 \text{ мм} = 5,76 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

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

Определяем угол поворота Θ_A , рад, сечения шпинделя в передней опоре:

$$\Theta_A = \frac{1}{3EJ_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right),$$

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 2,39 \cdot 10^6} \cdot \left(13268,46 \cdot 112 \cdot 146 - \frac{2255,73}{2 \cdot 146} \cdot (146^3 - 2 \cdot 146^2 \cdot 307 - 3 \cdot 146 \cdot 58^2) \right) = 0,00002 \text{ рад.}$$

3.3 Уточненный расчет опор шпинделя

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

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

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{a}{l_{\text{опт}}}; \chi = \frac{J_2}{J_1},$$

где a – длина консоли, мм; J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴.

Тогда,

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{112}{3 \cdot 112} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{2,39 \cdot 10^5}{2,65 \cdot 10^5} = 0,9,$$

$$j_{\text{max}} = \frac{0,7 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,33)(1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{0,8 \cdot 10^6}{0,55 \cdot 10^6})} = 2,05 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется по формуле:

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

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

$$j_{\min} = 2,05 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м} > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,7 \cdot 10^6}{1 + 0,26} = 1,35 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

следовательно, условие жесткости выполняется.

3.4 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений выполняем по формулам [5, с. 49]:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_K \cdot (i + 1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot M_K \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \leq [\sigma_F]$$

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

M_K – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н м;

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [5, с. 85];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right];$$

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$.

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

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2 : z_1 = 42, z_2 = 35 \quad i_{3n(z1-z2)} = 1,2, M_{\kappa 1} = 71,22 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, Y_F = 3,70,$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{42} + \frac{1}{35} \right) \right] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 71,22 \cdot (1,2 + 1)}{20 \cdot 1,2}} = 854,35 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 71,22 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 42} = 126,11 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 320 \text{ МПа},$$

УСЛОВИЯ ВЫПОЛНЯЮТСЯ.

$$z_5 - z_6 : z_5 = 17, z_6 = 69 \quad i_{3n(z5-z6)} = 3,98, M_{\kappa 1} = 56,96 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, Y_F = 3,70,$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{69} \right) \right] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{51} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 56,96 \cdot (3,98 + 1)}{30 \cdot 3,98}} = 707,38 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 56,96 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 17} = 73,83 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 320 \text{ МПа},$$

УСЛОВИЯ ВЫПОЛНЯЮТСЯ.

$$z_9 - z_{10} : z_9 = 22, z_{10} = 86 \quad i_{3n(z9-z10)} = 3,98, M_{\kappa 1} = 217,9 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3},$$

$$\psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, Y_F = 3,70,$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{86} \right) \right] = 1,7,$$

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

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{88} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 217,9 \cdot (3,98 + 1)}{40 \cdot 3,98}} = 670,86 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 217,9 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{40 \cdot 4^2 \cdot 22} = 91,7 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 320 \text{ МПа},$$

условия выполняются.

3.5 Расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия.

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}],$$

где T – передаваемый вращающий момент, Н·м;

$K_3=0,7...0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев;

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

l – рабочая длина зубьев, мм;

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

В станкостроении рекомендуют значения $[\sigma_{см}] = 12...20 \text{ МПа}$ [3, с. 154].

Шлицы на I валу: $T = 71,22 \text{ Н·м}$; $z = 7$; $h = 1,2 \text{ мм}$; $l = 20 \text{ мм}$; $d_{cp} = 38 \text{ мм}$,

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 71,22}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 20} = 24,4 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на II валу: $T = 56,96 \text{ Н·м}$; $z = 6$; $h = 1 \text{ мм}$; $l = 87 \text{ мм}$; $d_{cp} = 24,5 \text{ мм}$,

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 56,96}{0,8 \cdot 6 \cdot 1,2 \cdot 24,5 \cdot 87} = 9,27 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

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

Шлицы на III валу: $T = 217,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $z = 7$; $h = 1,2 \text{ мм}$; $l = 114 \text{ мм}$; $d_{\text{ср}} = 38 \text{ мм}$,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 217,09}{0,8 \cdot 7 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 114} = 14,92 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = (20 \dots 30) \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на IV валу : $T = 825,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $z = 8$; $h = 3 \text{ мм}$; $l = 45 \text{ мм}$; $d_{\text{ср}} = 48 \text{ мм}$,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 825,5}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 48 \cdot 100} = 17,92 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = (20 \dots 30) \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Следовательно, прочность шлицевых соединений в приводе главного движения обеспечена.

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

4 Анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала привода главного движения

В инженерных расчетах, с целью упрощения, реальные конструкции принято заменять идеализированными моделями или расчетными схемами, что позволяет составить математическое описание объекта расчета и наиболее просто решить задачу.

Таким образом, применение упрощенных моделей формы конструкций деталей позволяет получать замкнутые решения, что облегчает проведение общего инженерного анализа. Но при этом не возможно полностью учесть реальную геометрическую форму и реальные условия нагружения деталей, сложное напряженно-деформированное состояние (НДС), а также характер сопряжения отдельных частей деталей.

В связи с этим применение численных методов расчета НДС конструкций находит все большее распространение в современных инженерных исследованиях. Метод конечных элементов (МКЭ) является математической основой, на которой построен вычислительный аппарат многих программных продуктов.

На рисунке 12 представлена твердотельная модель шлицевого вала, выполненная с применением CAD – программы *SolidWorks*.

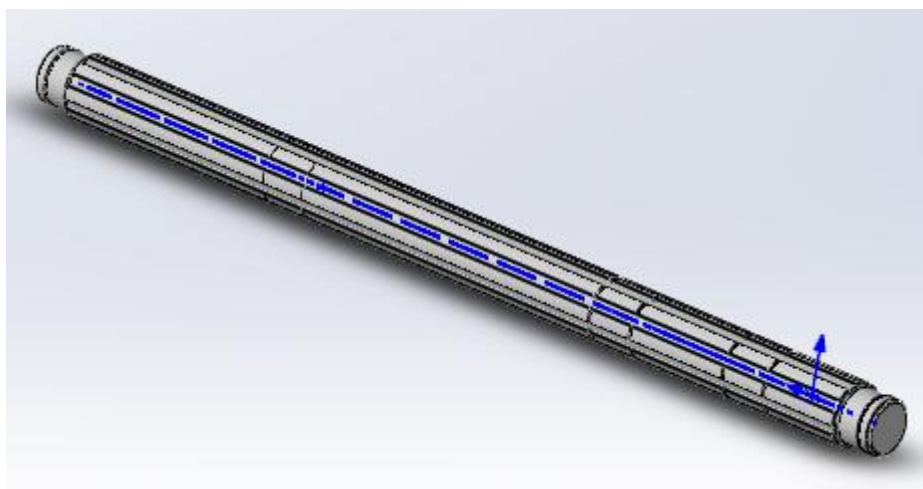


Рисунок 12 – Твердотельная модель шлицевого вала

При исследовании шлицевого вала МКЭ, в САЕ – системе *Simulation*, были использованы граничные условия (рисунок 13).

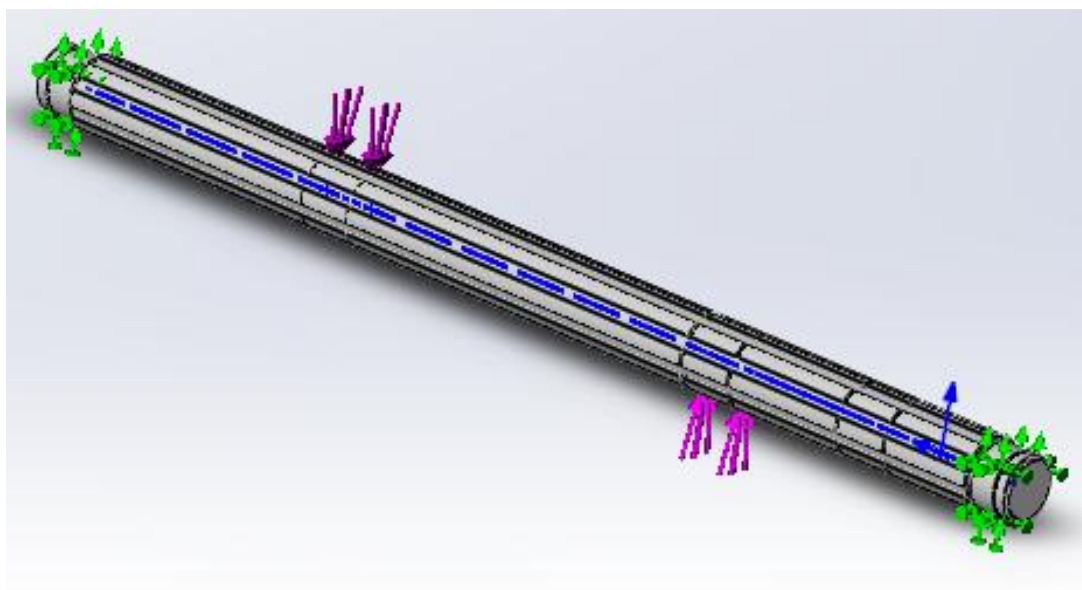


Рисунок 13 – Расчетная модель шлицевого вала

На рисунке 14 представлено нанесение сетки на твердотельную модель шлицевого вала.

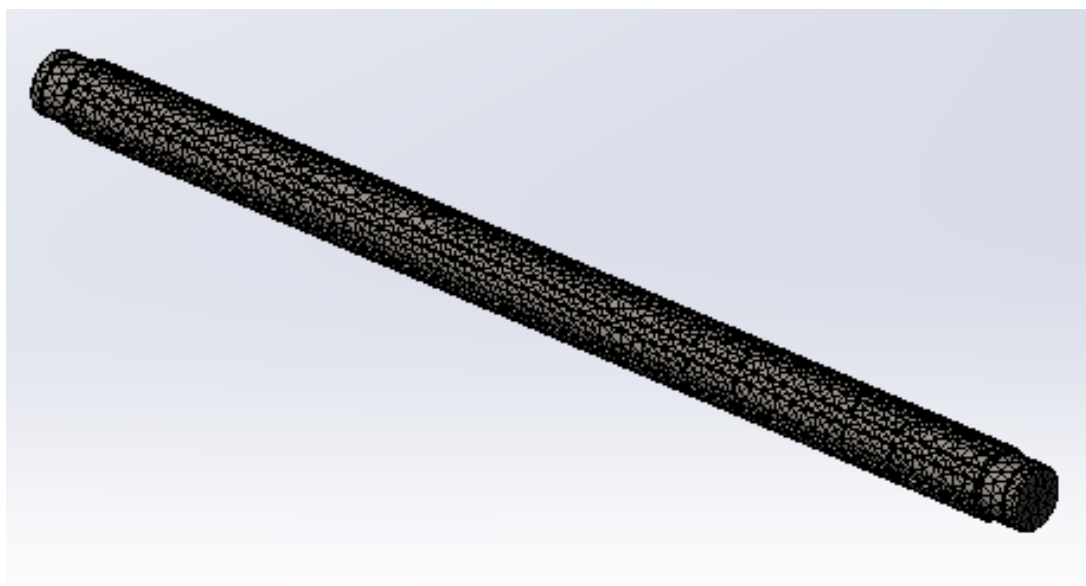


Рисунок 14 – Нанесение сетки на твердотельную модель

На рисунке 15 представлена эпюра напряжений шлицевого вала.

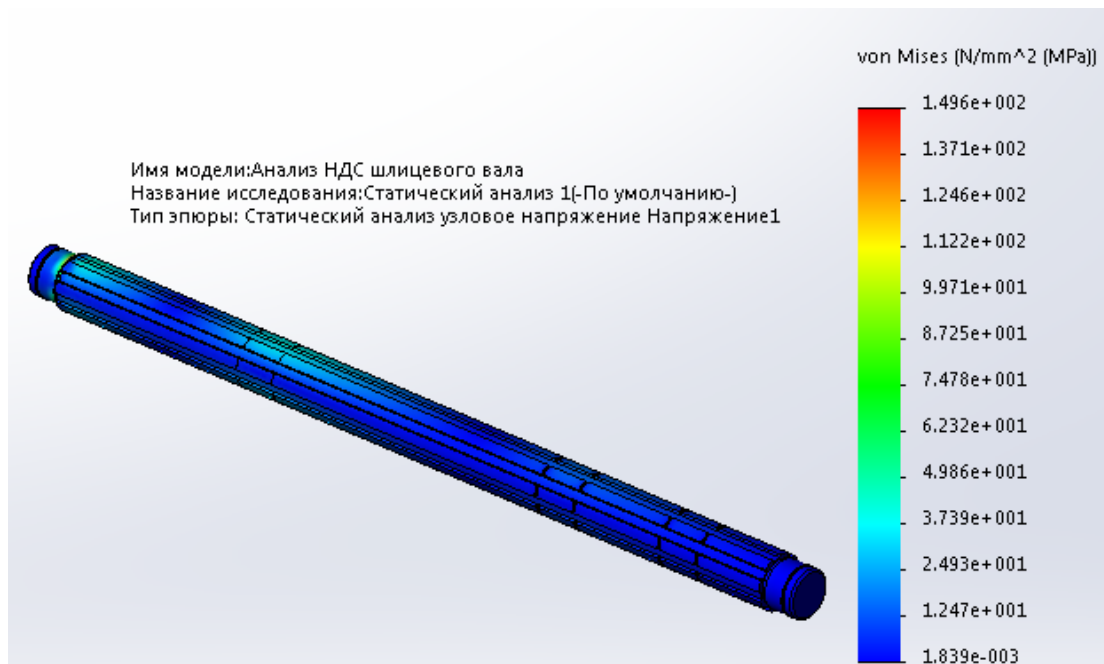


Рисунок 15 – Эпюра напряжений шлицевого вала

На рисунке 16 представлена эпюра перемещений шлицевого вала.

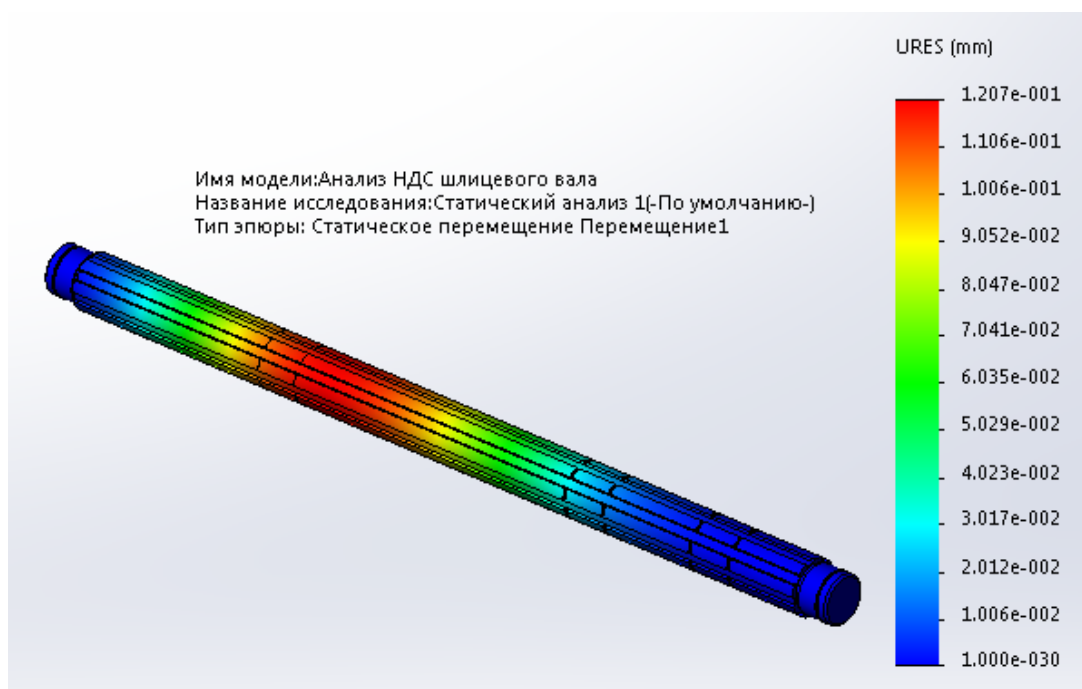


Рисунок 16 – Эпюра перемещений шлицевого вала

На рисунке 17 представлена эпюра запаса прочности шлицевого вала.



Рисунок 17 – Эпюра запаса прочности шлицевого вала

Анализ полученных данных показывает, что минимальный коэффициент запаса прочности шлицевого вала равен 2, следовательно, вал удовлетворяет условию прочности.

5 Расчет фрезерного приспособления

Приспособление фрезерное предназначено для установки, закрепления детали «Крышка» и обработки двух боковых поверхностей на станке ИР500МФ4, выдерживая размер $210 \pm 0,2$ мм (графическая часть: лист формата А1 – Приспособление фрезерное (Сборочный чертеж)).

Зажим приспособления обеспечивается с помощью гидравлического привода, состоящего из: силового гидроцилиндра, насоса, бака, трубопроводов, аппаратуры управления. По сравнению с пневмоприводом гидропривод более компактен благодаря более высокому давлению энергоносителя (масла) $p=1 - 2$ МПа. Применение гидропривода целесообразно для гидрофицированных станков.

Проведя анализ детали – заготовки, установили, что для обеспечения необходимого усилия прижатия, зажим должен производиться двумя гидроцилиндрами одностороннего действия.

Расчет усилия зажима заготовки.

В процессе обработки на заготовку со стороны режущего инструмента действуют силы резания, стремящиеся сдвинуть её с установочных элементов (рисунок 18). Для того, чтобы этого не произошло заготовку необходимо закрепить.

Действия сил резания и сил зажима противоположны по направлению. На рисунке показана схема сил резания и сил зажима, действующих на деталь при фрезеровании.

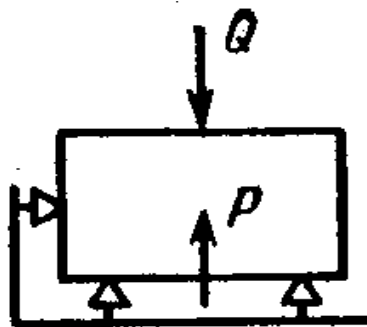


Рисунок 18 – Схема сил резания и зажима, действующих на заготовку

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

Величину сил резания находят по формулам теории резания, исходя из конкретных условий обработки. Чтобы обеспечить надёжность зажима, силы резания увеличивают на коэффициент запаса k . Этот коэффициент учитывает изменение условий в процессе обработки, прогрессирующее затупление инструмента и связанное с ним увеличение сил резания, неоднородность обрабатываемого материала и т.п.

Сила зажима Q определяется по формуле:

$$Q = k \cdot P,$$

где P – величина силы резания $P=7$ кВт (по заданию).

k – коэффициент запаса сил зажима, равный,

$$k = k_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6$$

где k_0 – гарантированный коэффициент запаса, $k_0=1,5$;

k_1 – коэффициент, учитывающий наличие случайных неровностей на поверхности заготовки, вызывающих увеличение сил резания, $k_1=1,2$;

k_2 – коэффициент, учитывающий увеличение сил резания при затуплении инструмента, $k_2=1,3$;

k_3 – коэффициент, учитывающий увеличение сил резания при прерывистом резании, $k_3=1$;

k_4 – коэффициент, учитывающий постоянство развиваемых сил зажима, для гидравлических устройств прямого действия $k_4=1$;

k_5 – коэффициент, учитывающий удобство расположения прижимов, $k_5=1$;

k_6 – коэффициент, учитывающий наличие моментов, стремящихся повернуть заготовку, $k_6=1,5$;

$$k = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 3,51.$$

Тогда,

$$Q = 3,51 \cdot 7 = 24,57 \text{ Н},$$

Главным фактором при проектировании зажимных устройств является соблюдение эксплуатационно-конструктивных параметров приспособления. Основываясь на полученные данные, по ГОСТ 19897–74 и ГОСТ 19898–74,

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

установили, что необходимое усилие прижатия может быть обеспечено двумя способами:

1) одним гидроцилиндром с характеристиками: диаметр цилиндра $D=63$ мм, ход поршня $S=16$ мм, величина силы $W=29,2$ Н;

2) двумя гидроцилиндрами с характеристиками: диаметр цилиндра $D=50$ мм, ход поршня $S=16$ мм, величина силы $W=18,1$ Н.

Для обеспечения эксплуатационно-конструктивных параметров, было принято решение использовать второй вариант. Применение двух гидроцилиндров позволит не только обеспечить лучшее усилие прижатия заготовки, но и обеспечивает возможность обработки деталей с похожей геометрией, но отличными исполнительными размерами.

Описание конструкции и принципа действия станочного приспособления

Приспособление состоит из корпуса 1, опор со сферической головкой 17 пластин постоянных опорных 18 шпонок круглых 23 цилиндров 2, прихватов 3, поршней 4, крышек 5, крепежных и других элементов устройства (рисунок 19).

Заготовка в приспособлении устанавливается базовой обработанной поверхностью на две постоянные опорные пластины 18, установленные на корпусе 1 (крепятся к нему винтами 13), боковой плоскостью базируется по постоянным опорам со сферической головкой 17 и торцевой поверхностью также по сопротивлению со сферической головкой 17.

Зажим обрабатываемой заготовки выполняется двумя Г – образными прихватами 3, которые действуют от двух гидроцилиндров одностороннего действия.

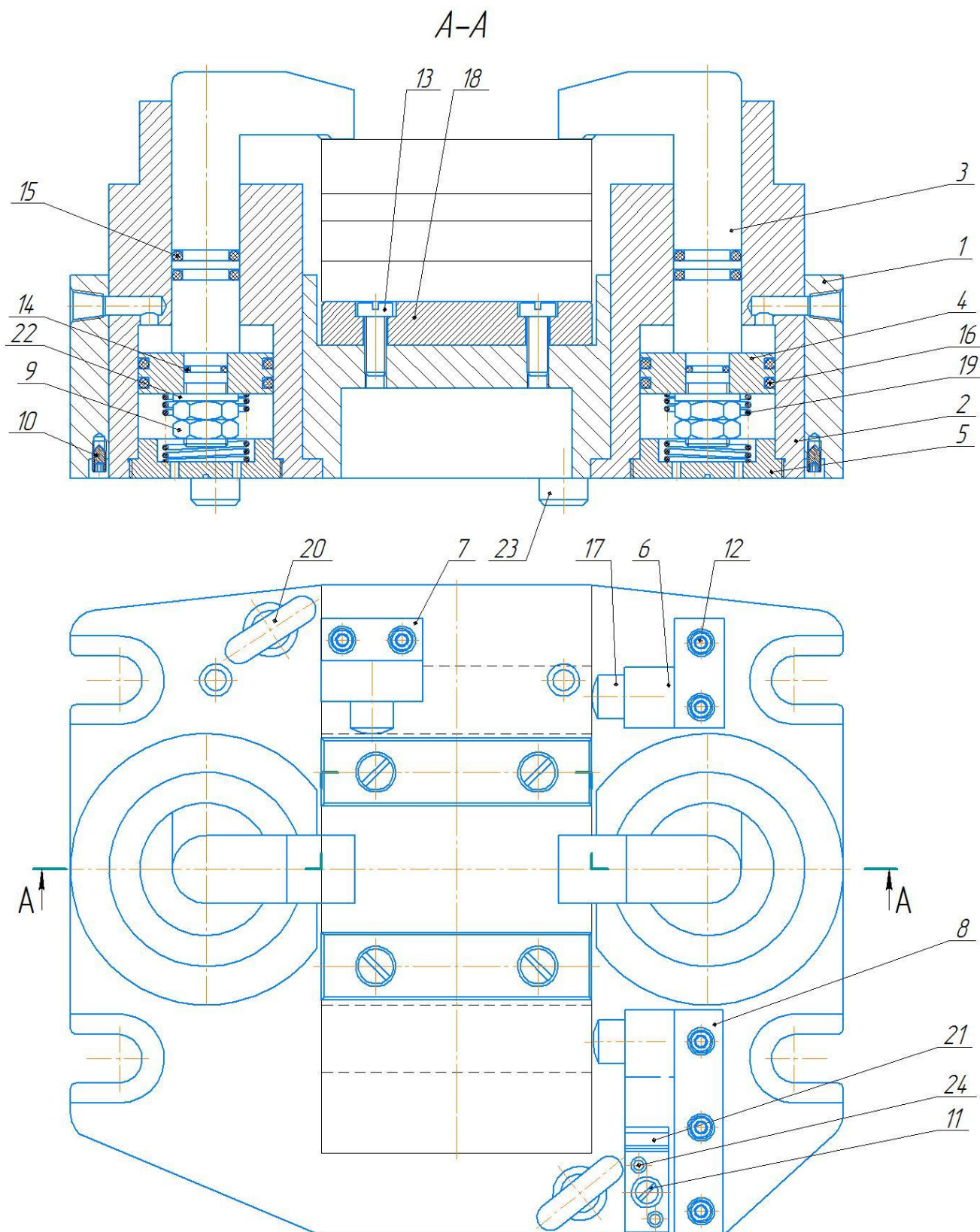


Рисунок 19 – Станочное приспособление с гидрозажимом

Масло поступает из линии нагнетания одновременно в два гидроцилиндра (верхняя полость цилиндра 2), под давлением масла поршень 4 движется вниз,

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.02.00.00ПЗ

Лист

таким образом, Г – образные прихваты 3 преодолевая сопротивление пружин 19 перемещаются вниз и прижимают заготовку к опорным пластин 18. Обратный ход поршня 4 и отжима обрабатываемой заготовки выполняется при снятии давления масла в линии нагнетания.

Базирование устройства на столе станка осуществляется с помощью двух круглых шпонок 23, которые закрепляются на основе устройства 1.

Г – образный прихват 3 установлен в цилиндре 2 (также выполняет роль направляющей втулки и устанавливается в корпусе 1 по посадке с натягом) и заблокированный с поршнем 4. Гайки 9 фиксируют и закрепляют поршень 4 в прикатах 3. Тормозные винты 10 используются для фиксации цилиндра 2 и делают невозможным его проворачивание в корпусе 1.

Приспособление транспортируется с помощью двух рым – болтов 20.

Две фрезы (блок фрез на оправке) настраиваются на исполняемый размер по учреждению 21 (закреплен на кронштейне 6) с помощью щупа.

Приспособление имеет сложную конструкцию, обеспечивает свободный доступ инструмента к плоскостям, которые обрабатываются, удобно в эксплуатации, имеет стандартизированные детали, не требует дополнительной регулировки, устройство характеризует хорошее быстродействие.

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

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован привод главного движения и разработана конструкция приспособления, которая позволила расширить функциональные возможности проектируемого станка по типу базовой модели ИР500МФ4. А именно, выполнен кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка; проведен анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала привода главного движения; и спроектировано фрезерное приспособление. Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

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

Список использованной литературы

1. 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.
2. 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.
3. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 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. 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.
6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.
7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.
8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.
9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и

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

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

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

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

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

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

Приложение А – Ведомость выпускной
квалификационной работы

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

Приложение Б – Спецификации

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