

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

Модернизация горизонтально-расточного станка с ЧПУ по типу
Модели 2611Ф2

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 16МС1

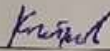


(подпись, дата)

Барабанов В.Е.

(фамилия, инициалы)

Руководитель

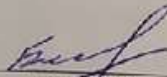


(подпись, дата)

Кочетков Д.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер



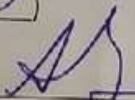
(подпись, дата)

Большаков Т.С.

(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой



(подпись)

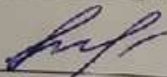
Липов А.В.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 23.06.2020 № 2)

Секретарь ГЭК



(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой КИТО А.В. Липов

« 15 » июля 2020 г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

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

Барыбаков Варим Сергеевич

2. Руководитель бакалаврской работы Косыков Д.В.

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

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «ПГУ», кафедра КИТО, г. Пенза

5. Тема бакалаврской работы

Модернизация горизонтально-расточного станка с ЧПУ
по типу модели 2611P2

Тема утверждена приказом ПГУ № 358/0 от 12 мая 2020 г.

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

Горизонтально-расточной станок с ЧПУ: эффективная
мощность резания $P_{эр} = 8 \text{ кВт}$; диапазон регулирования $R_p = 180$;
минимальная частота вращения шпинделя $n_{\text{min}} = 15 \text{ мин}^{-1}$.
Структурировать привод главного движения станка.
Структурировать приспособление для расточки отверстий по
профильности.

7. Объем и содержание основной части работы

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

записка содержит общие сведения о базовой модели
станка; сведения о конструктивных схемах станков сверлильно-
фрезерно-расточной группы; кинематический и силовой
расчет привода главного движения станка; расчет приспособле-
ния для расточки отверстий по профильности.

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

1. Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы (Теоретический чертеж) - 1 л. ф. А1.
2. Станок горизонтально-расточной с ЧПУ (Вид обити) - 1 л. ф. А1.
3. Станок горизонтально-расточной с ЧПУ (Схема кинематическая привода шпинделя) - 1 л. ф. А1.
4. Привод главного движения (Сборочный чертеж) - 4 л. ф. А1.
5. Приспособление для расточки обвертой под подшипники (Теоретический чертеж) - 1 л. ф. А1.
6. Приспособление для расточки обвертой под подшипники (Сборочный чертеж) - 1 л. ф. А1.

8. Особые требования по выполнению разделов:

Разработать и представить в графической части трехмерную сборку приспособления для расточки обвертой под подшипники.

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы	5	до 29.05.2020г.	Когейков
2. Вид обити станка	5	до 01.06.2020г.	Когейков
3. Кинематическая схема станка	5	до 03.06.2020г.	Когейков
4. Привод главного движения	20	до 09.06.2020г.	Когейков
5. Трехмерная сборка приспособления	25	до 15.06.2020г.	Когейков
6. Сборочный чертеж приспособления	15	до 17.06.2020г.	Когейков
7. Оформление пояснительной записки	25	до 22.06.2020г.	Когейков

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

Руководитель работы Когейков

« 27 » мая 2020г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта

С.Ю. Киреев

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

« » 2020 г.

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки – 15.03.02 Технологические машины и оборудование (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка), на тему «Модернизация горизонтально – расточного станка с ЧПУ по типу модели 2611Ф2» состоит из пояснительной записки и графической части.

Целью работы является модернизация станка с ЧПУ по типу базовой модели 2611Ф2, а именно, проектирование привода главного движения и разработка приспособления для расточки отверстий под подшипники, которое позволит расширить функциональные возможности станка.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, ПРИСПОСОБЛЕНИЕ, КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ, ПРОЧНОСТЬ

Пояснительная записка содержит 75 страниц (формата А4), 22 рисунка, 1 таблицу, 12 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка, приведен кинематический и силовой расчет привода главного движения станка и расчет приспособления для расточки отверстий под подшипники.

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Станки сверлильно – фрезерно – расточной группы (Теоретический чертеж);

Лист формата А1 – Станок горизонтально-расточной с ЧПУ (Вид общий);

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Барabanов В.С.			Модернизация горизонтально – расточного станка с ЧПУ по типу модели 2611Ф2 Пояснительная записка		
Провер		Кочетков Д.В.					
Н. контр.		Большаков Г.С.					
Утв.							
					Лит	Лист	Листов
					В К Р	3	75
					Каф. «КПТО», гр. 16МС1		

Содержание

Введение.....	7
1 Компоновочные схемы станков.....	9
2 Общие сведения о базовой модели станка.....	13
3 Кинематический расчет привода главного движения.....	16
3.1 График частот вращения шпинделя.....	16
3.2 Числа зубьев в передачах.....	22
3.3 Кинематическая схема привода главного движения.....	24
3.4 Эскизное оформление привода главного движения.....	25
3.4.1 Кинематические и силовые характеристики.....	25
3.4.2 Модули зубьев в передачах.....	27
3.4.3 Диаметры валов.....	30
3.4.4 Межцентровые расстояния между валами.....	32
3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	34
3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	37
4 Силовой расчет привода главного движения.....	38
4.1 Расчет валов на прочность.....	38
4.2 Расчет шпиндельного узла.....	49
4.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	51
4.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	54
4.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	56
4.6 Проверочный расчет шпоночного соединения.....	58
5 Расчет приспособления для расточки отверстий под подшипники.....	60
5.1 Принцип действия приспособления.....	60
5.2 Расчет приспособления на точность.....	62
5.3 Расчет тяги на прочность резьбы.....	64
Заключение.....	65
Список использованной литературы.....	66

Приложение А – Ведомость выпускной

квалификационной работы.....68

Приложение Б – Спецификации.....70

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Введение

Новое поколение станков позволяет производству перейти на следующий уровень развития технологий, появляются новые решения актуальных проблем производства и предполагает не только значительно упростить все системы управления, но и минимизировать затраты на производство. Также новые станки намного эргономичнее, и безопаснее для окружающей среды (звуко – и виброизоляции, защита рабочей зоны, сохранение окружающей среды, неоднократная переработка ресурсов, транспортирование, дробление и брикетирование стружки и т.п.).

Достоинством современных станков с ЧПУ является более высокий уровень автоматизации производства. Процесс вмешательства человека в технологический процесс сведен к минимуму. При этом один человек может работать на нескольких станках, меняя заготовки и режущий инструмент или же промышленный робот.

Современные станки с ЧПУ – одно из эффективнейших средств металлообработки. Это связано с тем, что станки оснащены роботизированными блоками управления, что позволяет увеличить точность обработки и уменьшить количество бракованных деталей.

Магистральным направлением развития конструкций является широкая автоматизация производства, комплексные технологии и широкое использование информативных технологий. В ближайшее время, металлообрабатывающее оборудование будет более точным, интеллектуальным, безотказным, лучше приспособлено к модернизации, обладающим способностью самодиагностики.

Среди главных направлений необходимо выделить следующие:

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

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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 обеспечить изготовление новых станков и в сжатые сроки, это снижает затраты и сокращает время потребителя при переходе на выпуск новой продукции.

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

Кажется, гораздо проще приобрести новую технику, однако нередко на базе старых станков работают уникальные технологии, которые плодотворно применяются на предприятиях. При замене станков такого образца придется забыть про некоторые технические решения или разрабатывать новые. Сегодня для того, чтобы повысить производительность, стараются постоянно модернизировать станки на предприятии. Благодаря этому расширяются технологические возможности оборудования, и увеличивается производительность, а также повышается точность обработки.

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Компонувочные схемы станков

Проектирование металлообрабатывающих станков целесообразно начинать с анализа компонентных схем. Ниже представлен анализ компонентных схем станков сверлильно-фрезерной-расточной группы, в соответствии с заданием на выпускную квалификационную работу (графическая часть ВКР: Лист формата А1 – Станки сверлильно – фрезерной – расточной группы (Теоретический чертеж)).

Металлорежущие станки имеют большее разнообразие среди любых других технологических машин. Их классифицируют по технологическому назначению и режущим инструментам, по размерам и типовым разновидностям, по системам управления и степени автоматизации, и кроме того, по компоновкам. Множество разнообразных компоновок является следствием не только огромного количества технологических задач, размеров и форм обрабатываемых деталей, но и развития конструкций станков и способов обработки, причем в самом относительном характере движения формообразования заключено многообразие возможных вариантов движений заготовки и инструментов, а, следовательно, и компоновок станков.

Особенно разнообразны компоновки специальных станков, однако типаж универсальных станков тоже непрерывно пополняется станками с новыми компоновками, существенно отличающимися от традиционных.

Построение компоновки станка имеет свою последовательность, или этапы. Основопологающим этапом является разработка технологической системы построения станка, когда в соответствии с технологической задачей определяют необходимый состав рабочих и установочных движений, число шпинделей, степень универсальности станка, форму (параллельная или последовательная) централизации обработки, число рабочих и загрузочных позиций и т.д.

Детали, обрабатываемые на сверлильно – фрезерно – расточных многооперационных станках, очень разнообразны.

Прежде всего, следует классифицировать детали по размеру. На столе станка можно установить приспособление или несколько приспособлений для

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

перебазирования детали или зажимные устройства с горизонтальной осью, чем обеспечивается обработка детали со всех сторон.

На рисунке 1.1 представлена схема компоновки станка со шпиндельной бабкой имеющей перемещение вдоль осей X , Y , Z .

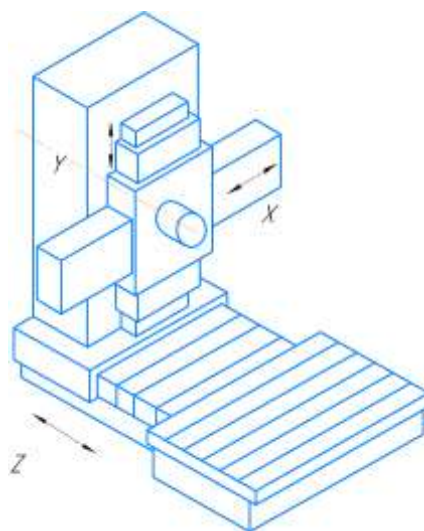


Рисунок 1.1 – Компоновочная схема 1

На рисунке 1.2 представлена схема компоновки станка со столом, перемещающимся вдоль оси X , шпиндельной бабкой, имеющей перемещение вдоль оси Y , и пинолью шпинделя, перемещающейся относительно оси Z .

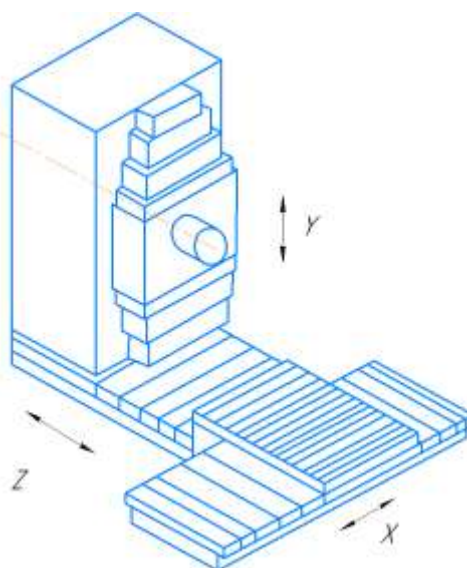


Рисунок 1.2 – Компоновочная схема 2

На рисунке 1.3 представлена схема компоновки станка с крестовым столом, имеющим рабочее перемещение в горизонтальной плоскости вдоль осей X и Y , и пинолью шпинделя перемещающейся вдоль оси Z .

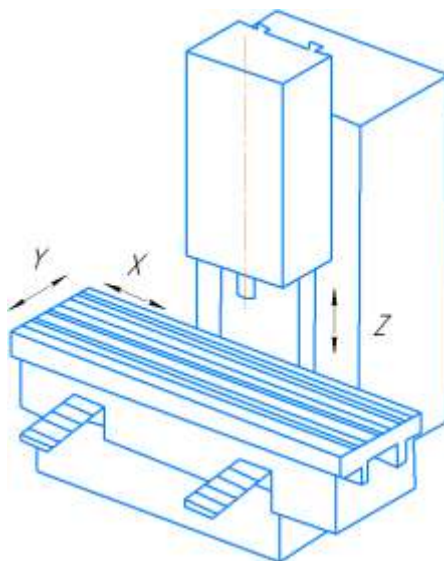


Рисунок 1.3 – Компоновочная схема 3

На рисунке 1.4 представлена схема компоновки станка портального типа.

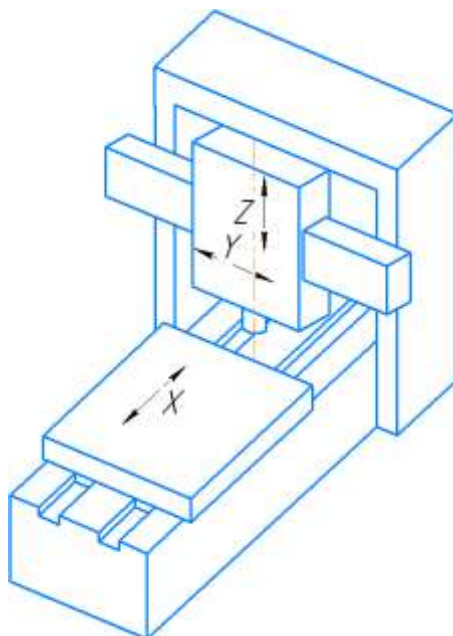


Рисунок 1.4 – Компоновочная схема 4

На рисунке 1.5 представлена схема компоновки станка, со шпиндельным узлом, перемещающимся вдоль оси Y , стойкой, перемещающейся вдоль оси Z , а так же поперечным перемещением стола вдоль оси X .

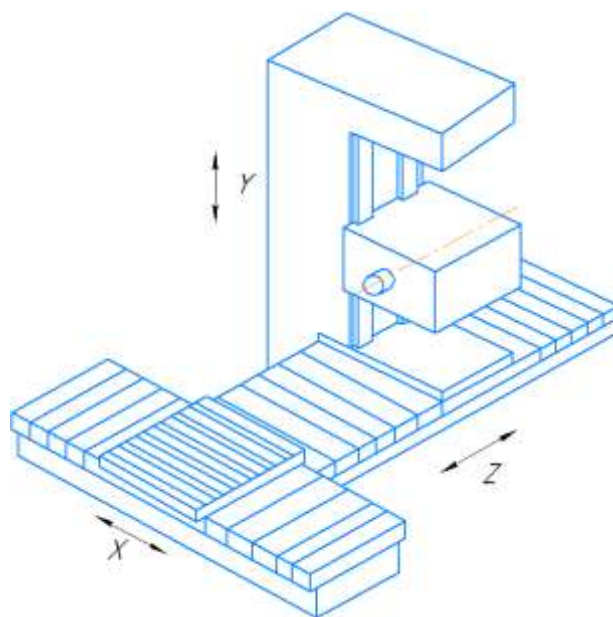


Рисунок 1.5 – Компоновочная схема 5

В результате анализа компоновочных схем металлообрабатывающих станков принято решение за базу взять компоновочную схему 5 (см. рисунок 1.5), что соответствует компоновочной схеме станка модели 2611Ф2.

2 Общие сведения о базовой модели станка

Горизонтально-расточной станок 2611Ф2 с ЧПУ предназначен для сверления, зенкерования, развертывания, растачивания, фрезерования, обработку торцов, прорезания кольцевых канавок, фрезерования по прямоугольному циклу и нарезания резьб метчиками в заготовках из черных и цветных металлов в условиях единичного и мелкосерийного производства.

Используется для обработки по 4 координатам корпусных деталей весом до 2000 кг. Соосные отверстия можно обрабатывать с 1 установки. Станок имеет продольно перемещающуюся стойку, поперечно перемещающийся поворотный стол и перемещающуюся по вертикали шпиндельную бабку. Частота вращения шпинделя переключается по программе. При обработке отверстий применяются постоянные циклы. Подвижные узлы станка имеют высокоточные закаленные комбинированные направляющие скольжения и качения с антифрикционными накладками и опорами качения на боковых гранях.

Техническая характеристика станка 2611Ф2 с ЧПУ. Диаметр расточного шпинделя 80 мм; наибольший диаметр растачивания 250 мм; пределы частот вращения шпинделя (регулирование бесступенчатое) 12,5 – 1250 мин⁻¹; пределы подач стола, стойки, шпинделя, бабки и поворота стола (регулирование бесступенчатое) 2 – 1600 мм/мин; скорости быстрых перемещений 5000 мм/мин.

В таблице 1 представлены технические характеристики базовой модели станка.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1 – Технические характеристики станка 2611Ф2

Параметр	Значение
Класс точности станка по ГОСТ 8 – 82 (Н, П, В, А, С)	Н
Наибольший диаметр растачивания, мм	250
Длина рабочей поверхности стола, мм	900
Ширина стола, мм	800
ЧПУ	П323
Пределы частоты вращения шпинделя Min/Max, об/мин	12,5 – 1250
Мощность, кВт	8
Габариты, мм	4200, 5700, 2880
Масса, кг	12800
Начало серийного выпуска, год	1972

На рисунке 2.1 представлен общий вид станка модели 2611Ф2.

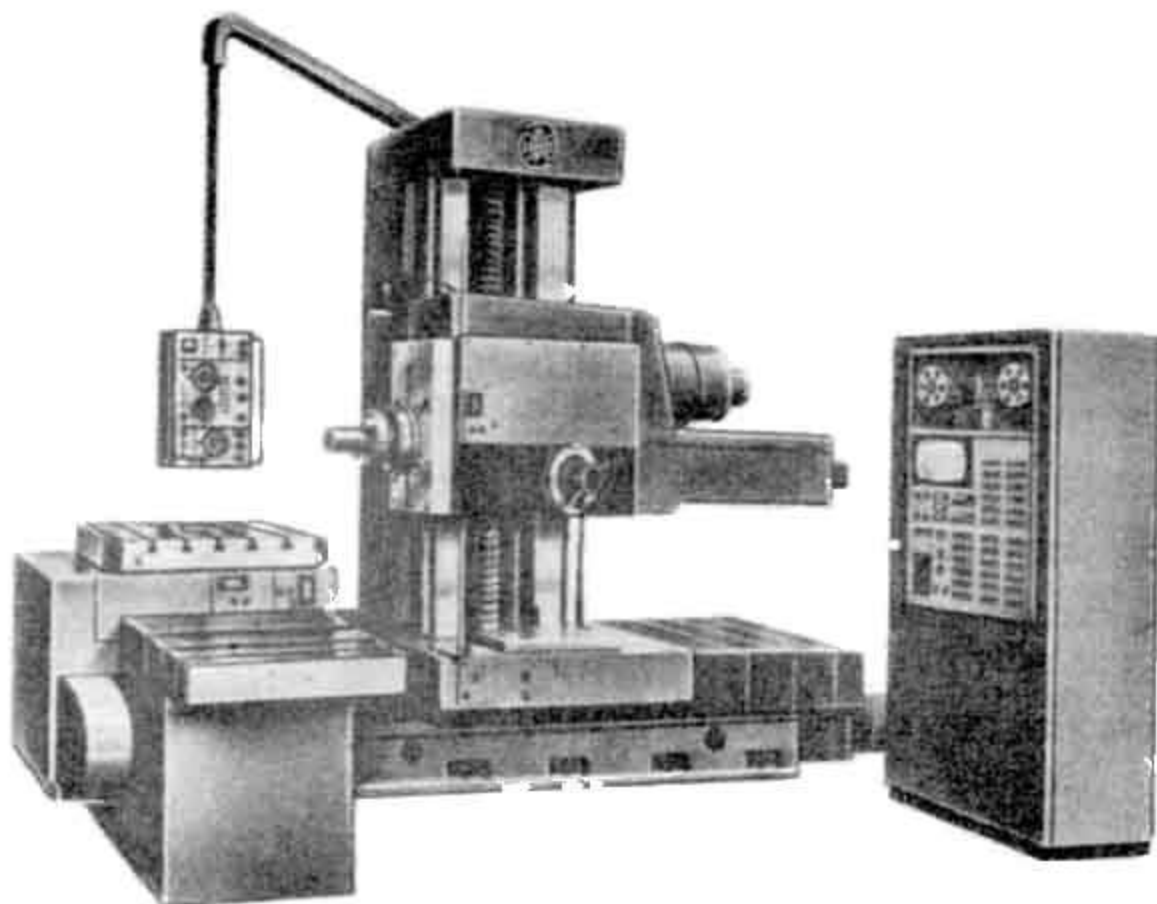
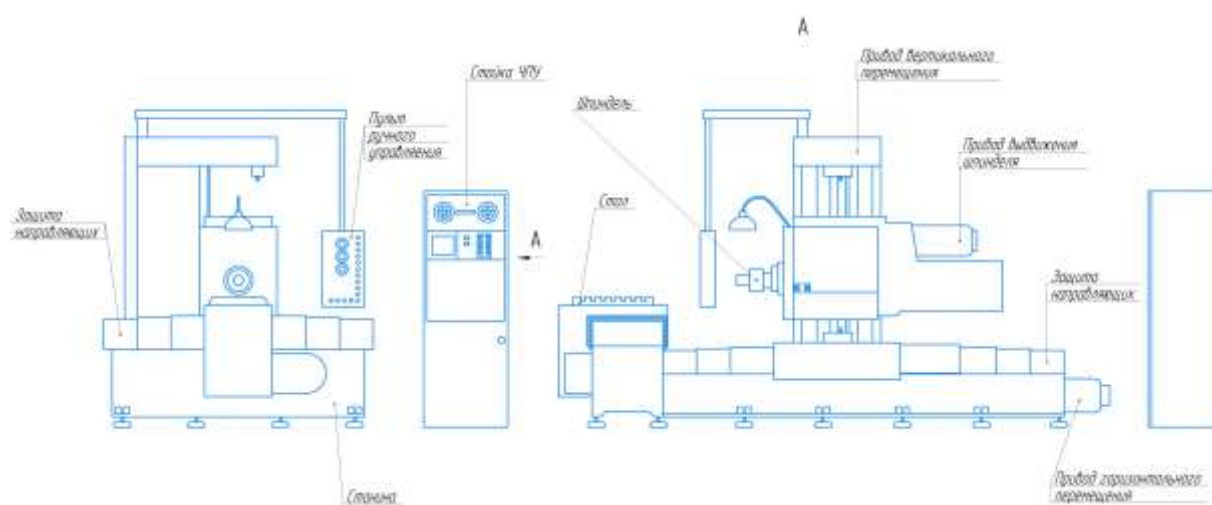


Рисунок 2.1 – Общий вид базовой модели станка 2611Ф2

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

Лист

3 Кинематический расчет привода главного движения

3.1 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 [1, с. 31].

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

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

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

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

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

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

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

где $R_{\Pi} = 180$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

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

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 180 \cdot 15 = 2700 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 8 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0,84$.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{8}{0,84} = 9,52 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ180L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 10,0 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мак)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – 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 [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{180}{4} = 45.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 180}{\lg 4} = 3,74.$$

Принимаем $z = 4$.

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

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

$$m = \frac{\lg 45}{\lg 8} = 1,8.$$

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[2]{45} = 6,7.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 6,7$.

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

Принимаем $\Phi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

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

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

$$K_m = \frac{\lg 6,7}{\lg 1,26} = 8,2.$$

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

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

$$R_{к(\Phi)} = R_j \Phi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

$$R_{\kappa(\Phi)} = 6,7 \cdot 1,26^6 = 26,8,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{\pi(\Phi)} = 4 \cdot 26,8 = 107,2.$$

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

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 2700)}{\lg 1,26} = 0,455,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 107,2}{\lg 1,26} = 20,23,$$

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 горизонтальные линии, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [1, с. 33–34].

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3550; 2800; 2240; 1800; 1400; 1120; 900; 710; 560; 450; 355; 280; 224; 180; 140; 90; 71; 56; 45; и строим график частот вращения (рисунок 3.1) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 2700 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 18$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 45 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 180 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *A* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 180 \text{ мин}^{-1}$. 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 $n_{\text{шп}} = 710 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *D* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 710 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки *D* откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии I, получаем точку *E*. Из точки *E* проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки *D*.

Затем точки *D* и *E* соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точек *D* и *A*. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 35,5 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 28 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 22,4 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 18 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 14 \text{ мин}^{-1}$).

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

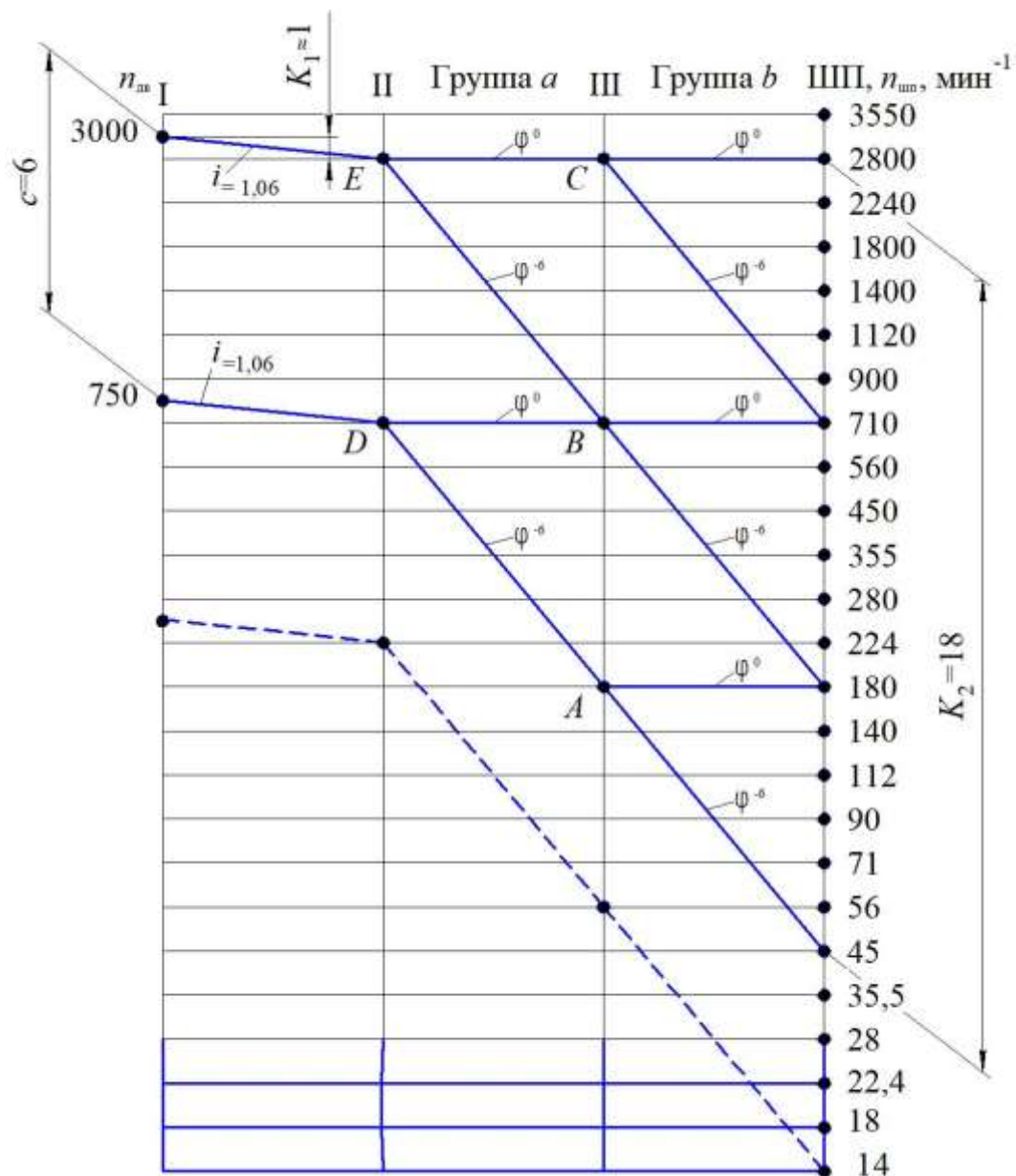


Рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 3.2 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2 (z – числа зубьев колес).

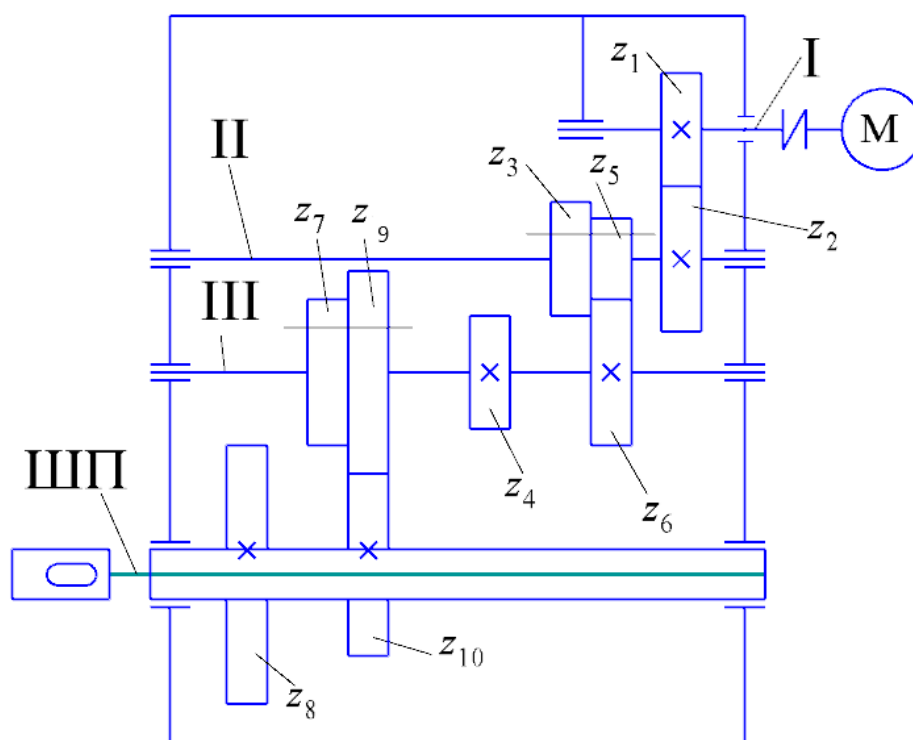


Рисунок 3.2 – Схема кинематическая привода главного движения станка
(предварительный вариант)

3.2 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 [1, 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:

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{2800} = 1,07$ или

$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{750}{710} = 1,05$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя),

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,06$, $\sum z = 74$, $z_1 = 36$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 74 - 36 = 38$.

2) переборные группы:

Переборная группа а

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2800}{2800} = 1$ или $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{710}{710} = 1$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\phi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1$, $\sum z = 94$, $z_3 = 47$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 94 - 47 = 47$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2800}{710} = 3,9$ или $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{710}{180} = 3,9$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\phi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 3,98$, $\sum z = 94$, $z_5 = 19$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 94 - 19 = 75$;

Переборная группа b

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{n_{III}}{n_{III}} = \frac{2800}{710} = 3,9$ или $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{710}{180} = 3,9$, или $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{180}{45} = 4$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\phi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = 3,98$, $\sum z = 113$, $z_7 = 23$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 113 - 23 = 90$.

$$z_9 - z_{10} : \text{передаточное отношение} - i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{n_{\text{шп}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{2800}{2800} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{710}{710} = 1,$$

или $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{180}{180} = 1$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\phi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = 1$, $\sum z = 113$, $z_9 = 57$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{10} = \sum z - z_9 = 113 - 57 = 56$;

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

3.3 Кинематическая схема привода главного движения

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

На рисунке 3.3 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2 (z – числа зубьев колес).

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

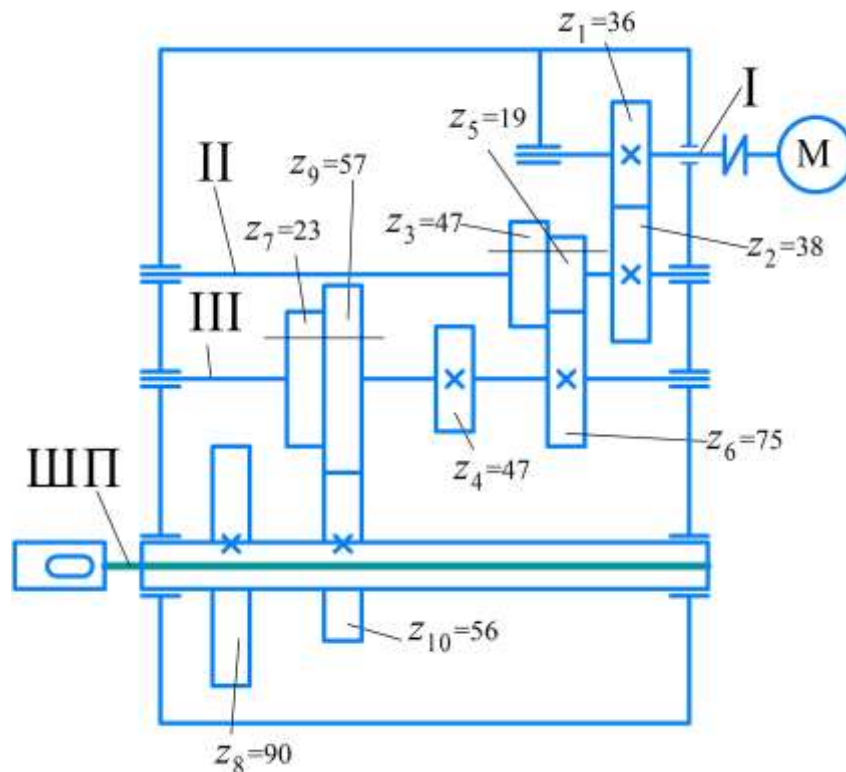


Рисунок 3.3 – Схема кинематическая привода главного движения станка
(окончательный вариант)

3.4 Эскизное оформление привода главного движения

3.4.1 Кинематические и силовые характеристики

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

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

$$n_{\text{шп расч}} = 15 \left(180^{\frac{1}{3}} \dots 180^{\frac{1}{4}} \right) = (84,7 \dots 57,9) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 71 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя):

$$n_{\text{шп расч}} = 71 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{III} = 280 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{II} = 1120 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_I = 1187 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{дв} = 10 \text{ кВт},$$

$$P_I = P_{дв} \cdot \eta_{мф} \cdot \eta_{III},$$

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

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

тогда,

$$P_I = 10 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,7 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{II} = 9,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,3 \text{ кВт},$$

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

$$P_{III} = 9,3 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,9 \text{ кВт},$$

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

$$P_{шп} = 8,9 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,5 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{кI} = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{9,7}{1187} = 78 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кII} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{9,3}{1120} = 79,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кIII} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{8,9}{280} = 303,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{к шп} = 9550 \frac{P_{шп}}{n_{шп расч}} = 9550 \frac{8,5}{71} = 1143,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.4.2 Модули зубьев в передачах

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

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

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

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

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 [1, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40Х с термообработкой: нитроцементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1100$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 36, \quad i_{3п(z1-z2)} = 1,06, \quad M_{кл} = 78 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,72,$$

$$m_k = \frac{770}{36} \cdot \sqrt[3]{\frac{78 \cdot 1,12 \cdot (1,06 + 1)}{1,06 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 1,5 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{78 \cdot 1,2 \cdot 3,72}{36^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 1,83 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм,

переборная группа а:

$$z_3 - z_4: \quad z_4 = 47, \quad i_{3п(z3-z4)} = 1, \quad M_{кIII} = 303,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,67,$$

$$m_k = \frac{770}{45} \cdot \sqrt[3]{\frac{303,5 \cdot 1,12 \cdot (1 + 1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 1,9 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{303,5 \cdot 1,2 \cdot 3,68}{47^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,4 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,5$ мм,

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$z_5 - z_6: \quad z_5 = 19, \quad i_{3п(z5-z6)} = 3,98, \quad M_{кII} = 79,3 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,11,$$

$$m_k = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{79,3 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 2,48 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{79,3 \cdot 1,2 \cdot 4,11}{19^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 3 \text{ мм},$$

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

переборная группа b :

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 23, \quad i_{3п(z7-z8)} = 3,98, \quad M_{кIII} = 303,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,1,$$

$$m_k = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{303,5 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 3,2 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{303,5 \cdot 1,2 \cdot 4,1}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 4 \text{ мм},$$

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

$$z_9 - z_{10}: \quad z_{10} = 56, \quad i_{3п(z7-z8)} = 3,98, \quad M_{кIII} = 1143,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{56} \cdot \sqrt[3]{\frac{1143,8 \cdot 1,12 \cdot (1 + 1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 2,39 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1143,8 \cdot 1,2 \cdot 3,69}{56^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 3,33 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$.

Следовательно, для переборной группы a принимаем $m = 3 \text{ мм}$, — для переборной группы b принимаем $m = 4 \text{ мм}$,

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [1, 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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,7}{1187}} = 33,07 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,3}{1120}} = 33,2 \text{ мм},$$

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

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,9}{280}} = 46,4 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{III \min} = 50 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{шп \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 2.4) [1, 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 (ориентировочно) $d_{шп \min} = 100 \text{ мм}$.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 3.4) 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 [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

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

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

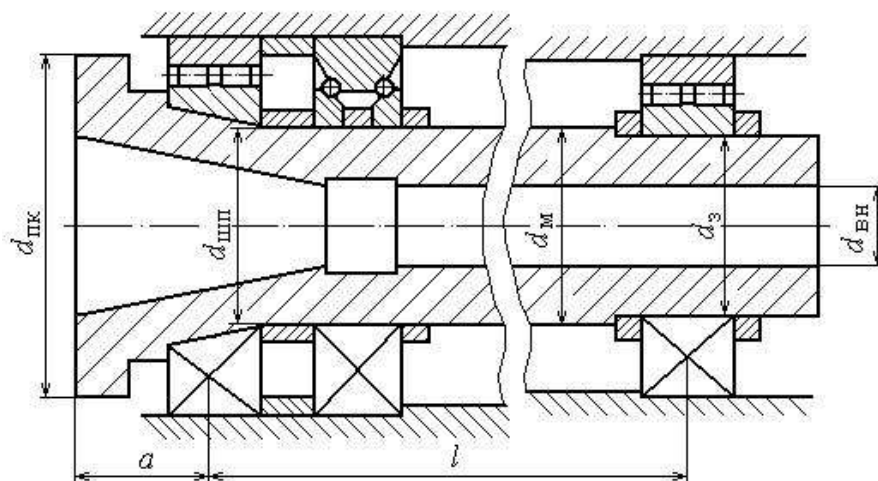


Рисунок 3.4 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр гильзы между опорами (см. рисунок 3.4) [1, с. 88]:

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

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 100 = (90 \dots 120) \text{ мм},$$

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки гильзы в задней опоре (см. рисунок 3.4) [1, с. 88]:

$$d_{3 \min} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{шп} \min},$$

$$d_{3 \min} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 100 = (80 \dots 90) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{3 \min} = 90 \text{ мм}$.

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

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

3.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 3.5) [1, с. 86]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -ой передаче.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

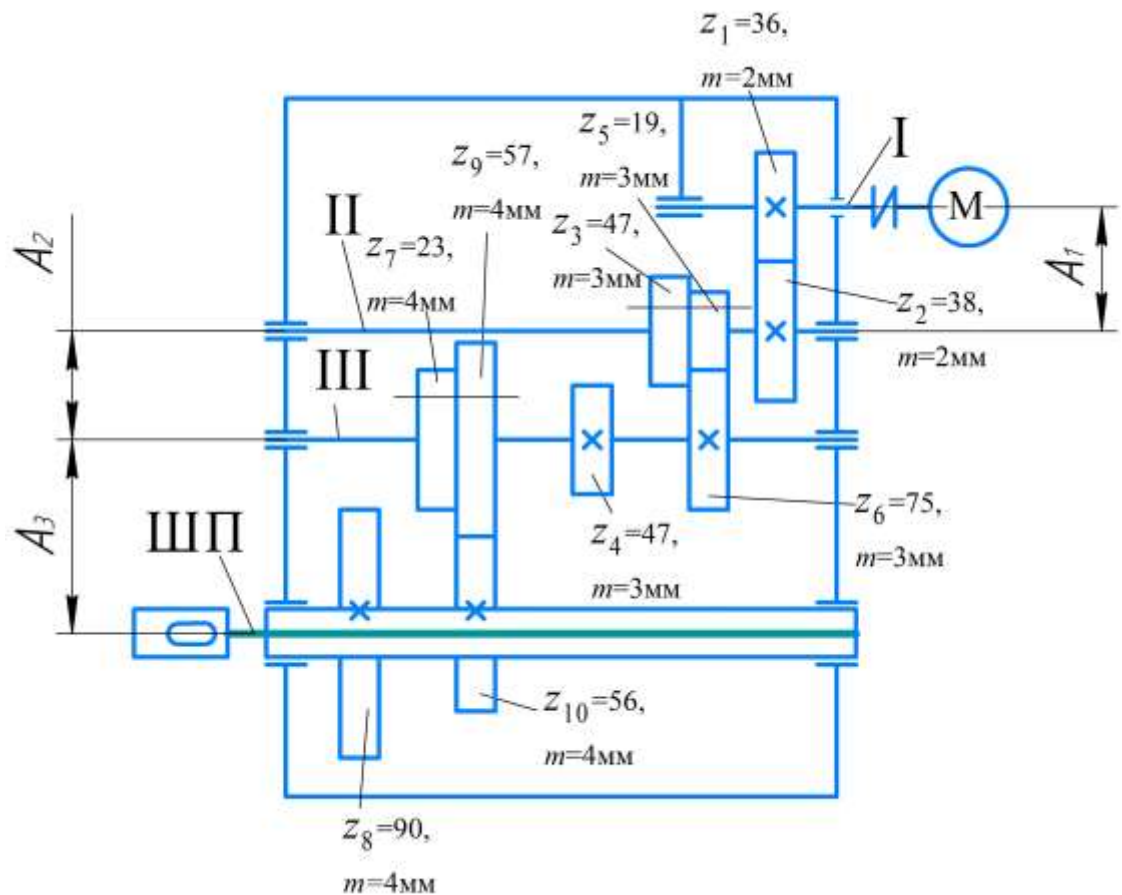


Рисунок 3.5 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 3.5):

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

$$A_1 = \frac{2}{2}(36 + 38) = 74 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и валом III:

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

$$A_2 = \frac{3}{2}(47 + 47) = \frac{3}{2}(19 + 75) = 141 \text{ мм},$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом III и валом ШП (шпинделя) (см. рисунок 3.5):

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

$$A_3 = \frac{4}{2}(57 + 56) = \frac{4}{2}(23 + 90) = 226 \text{ мм}.$$

3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 36, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 36 = 72 \text{ мм},$$

$$d_a = 72 + 2 \cdot 2 = 76 \text{ мм},$$

$$d_f = 72 - 2,5 \cdot 2 = 67 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_2 = 38, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 38 = 76 \text{ мм},$$

$$d_a = 76 + 2 \cdot 2 = 80 \text{ мм},$$

$$d_f = 76 - 2,5 \cdot 2 = 71 \text{ мм},$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 47, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 47 = 141 \text{ мм},$$

$$d_a = 141 + 2 \cdot 3 = 147 \text{ мм},$$

$$d_f = 141 - 2,5 \cdot 3 = 133,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 47, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 47 = 141 \text{ мм},$$

$$d_a = 141 + 2 \cdot 3 = 147 \text{ мм},$$

$$d_f = 141 - 2,5 \cdot 3 = 133,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 19, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм},$$

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

$$d_f = 57 - 2,5 \cdot 3 = 49,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 75, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 75 = 225 \text{ мм},$$

$$d_a = 225 + 2 \cdot 3 = 231 \text{ мм},$$

$$d_f = 225 - 2,5 \cdot 3 = 217,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 23, \quad m = 4 \text{ мм},$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d = 4 \cdot 23 = 92 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 90, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 90 = 360 \text{ мм},$$

$$d_a = 360 + 2 \cdot 4 = 368 \text{ мм},$$

$$d_f = 360 - 2,5 \cdot 4 = 350 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_9 = 57, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 57 = 228 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_{10} = 56, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 56 = 224 \text{ мм},$$

$$d_a = 224 + 2 \cdot 4 = 232 \text{ мм},$$

$$d_f = 224 - 2,5 \cdot 4 = 214 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем, зная диаметр шейки шпинделя d и максимальное число его оборотов, определяем параметр быстроходности n и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности n принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [1, с. 88].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 3.6) [1, с. 89–90, т. 20]:

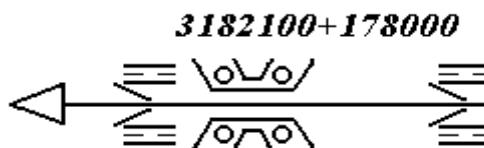


Рисунок 3.6 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

4 Силовой расчет привода главного движения

4.1 Расчет валов на прочность

Составляем схему действия сил в коробке скоростей, по методике, описанной в работе. Расчетная схема представлена на рисунке 4.1.

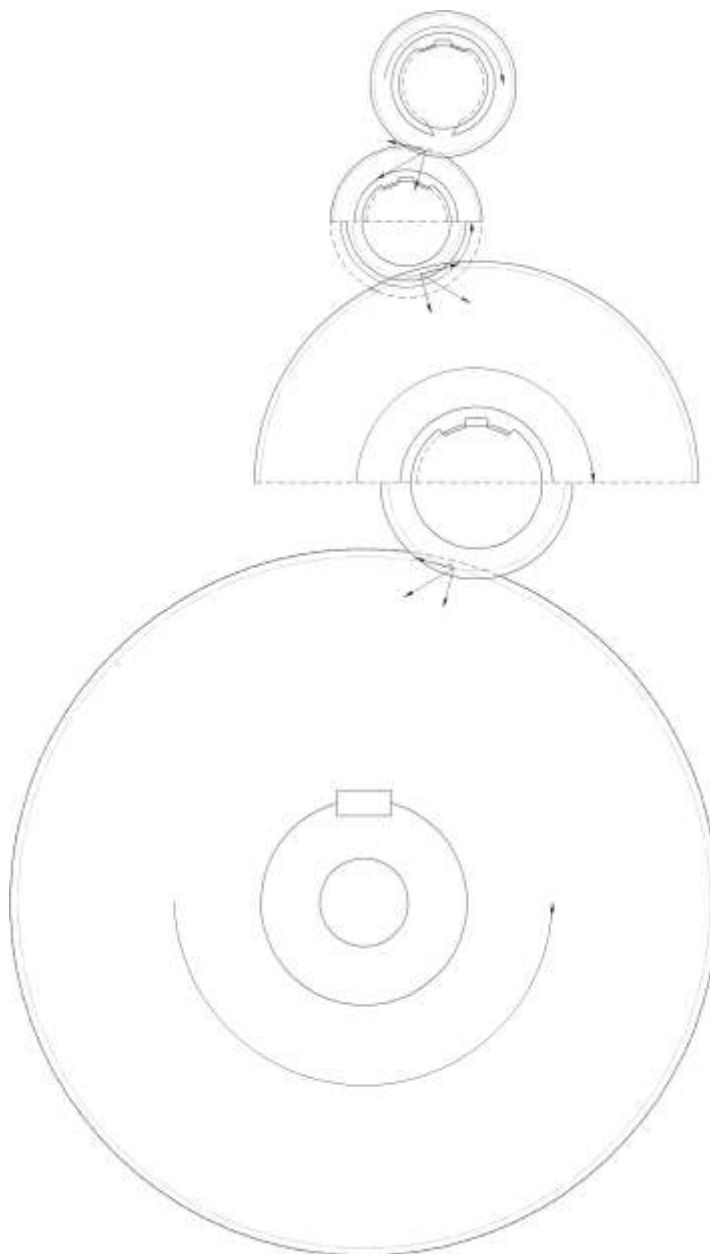


Рисунок 4.1 – Расчетная схема действия сил в коробке скоростей

Исходные данные для расчета вала I;

– крутящий момент $M_{кр} = 78 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

– диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_3 = 72 \text{ мм}$;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 126 \text{ мм}$; $b = 55 \text{ мм}$; $c = 37 \text{ мм}$.

Определяем действующие силы:

– окружная:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{к1}}{d_3},$$

$$P_x = \frac{2 \cdot 78}{0,072} = 2166 \text{ Н},$$

– радиальная:

$$P_y = \frac{P_x \cdot \text{tg } 20}{\cos \beta},$$

$$P_y = 2166 \cdot \text{tg } 20 = 788,35 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу от муфты:

$$F_M = 50 \sqrt{M_{кр}} = 50 \sqrt{78} = 421,3 \text{ Н},$$

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

$$F_I = \sqrt{2166^2 + 788,3^2} = 2304,9 \text{ Н}.$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,126 \cdot 788,3}{0,126 + 0,055} = 548,8 \text{ Н},$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,126 \cdot 2166}{0,26 + 0,055} = 1507,82 \text{ Н}.$$

Опора B :

$$B_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,126 \cdot 788,3}{0,126 + 0,055} = 548,8 \text{ Н},$$

$$B_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,126 \cdot 2166}{0,126 + 0,055} = 1507,82 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_m :

$$A_m = \frac{F_m \cdot (a + b - c)}{(a + b)} = \frac{2304,9 \cdot (0,126 + 0,055 - 0,037)}{(0,126 + 0,055)} = 1833,7 \text{ Н},$$

$$B_m = \frac{F_m \cdot c}{(a \cdot b)} = \frac{2304,9 \cdot 0,037}{(0,126 + 0,055)} = 471,2 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_m = \sqrt{548,8^2 + 1507,82^2} + 1833,7 = 3438,3 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_m = \sqrt{548,8^2 + 1507,82^2} + 471,3 = 2075,9 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости

$$M_{z1}^x = A_x \cdot b = 548,8 \cdot 0,055 = 30,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

– в вертикальной плоскости

$$M_{z2}^x = A_y \cdot b = 1507,82 \cdot 0,055 = 82,9 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

– изгибающий момент от силы F_m

$$M_{z3}^m = F_m \cdot c = 2304,9 \cdot 0,037 = 85,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом)

$$M_c^M = A_m \cdot b = 1833,7 \cdot 0,055 = 100,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^M = \sqrt{30,2^2 + 82,9^2} + 100,8 = 198,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

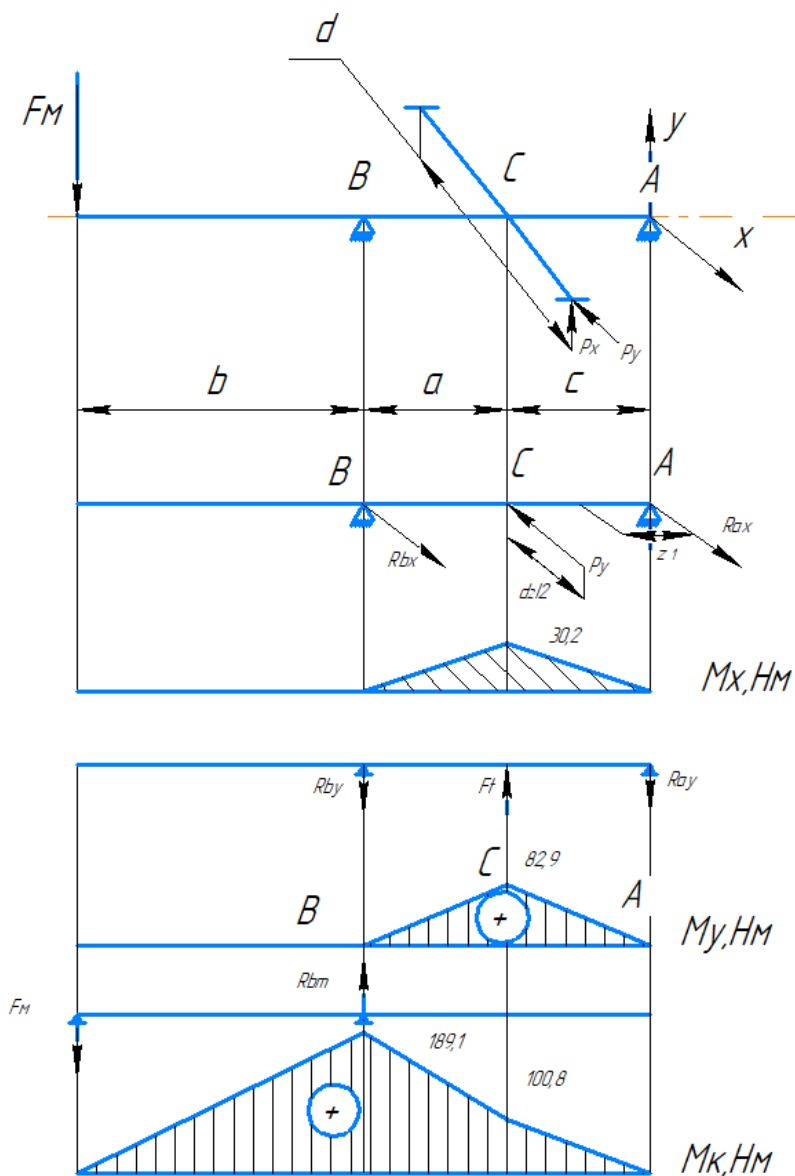


Рисунок 4.2 – Расчетная схема и эпюра моментов вала I

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

принимая материал вала – сталь 40ХН: $[\sigma] = 360 \text{ МПа}$.

Проверяем диаметр вала по условию прочности:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{189,1^2 + 0,5 \cdot 78^2}}{360} = 0,5 \text{ м}^3,$$

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

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

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

Следовательно, рассчитанный диаметр вала d_p определяем по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,5}{3,14}} = 1,8 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу $M_{кII} = 79,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_2 = 76 \text{ мм}$; $d_5 = 57 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 460 \text{ мм}$; $b = 135 \text{ мм}$; $c = 55 \text{ мм}$.

Определяем окружную силу P_x :

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 79,3}{0,076} = 2086,45 \text{ Н},$$

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 79,3}{0,057} = 2782,45 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y :

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 2086,8 = 1043,4 \text{ Н},$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 2782,45 = 1391,2 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 2086,8 = 2295,26 \text{ Н},$$

$$Q_2 = 1,1 \cdot 2782,45 = 3060,69 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_I , действующую на II вал от зубчатой передачи z_2 - z_5 [3, с. 118]:

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

$$F_I = \sqrt{2166^2 + 1083,3^2} = 2421,8 \text{ Н}.$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,46 \cdot 1391,2 - 0,055 \cdot 1043,4}{0,46 + 0,135} = 979,1 \text{ Н},$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,46 \cdot 2782,45 - 0,055 \cdot 1043,2086,8}{0,46 + 0,135} = 1958,2 \text{ Н},$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,135 \cdot 1391,2 - 0,055 \cdot 1043,4}{0,46 + 0,135} = 219,2 \text{ Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,135 \cdot 2782,45 - 0,055 \cdot 2086,8}{0,46 + 0,135} = 438,4 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{2421,8 \cdot (0,46 + 0,135 - 0,055)}{0,46 + 0,135} = 2645,7 \text{ Н},$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{2421,8 \cdot 0,055}{0,46 + 0,135} = 223,9 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{979,1^2 + 1958,2^2} + 2645,7 = 4835 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{219,2^2 + 438,4^2} + 223,9 = 714 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости:

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 979,1 \cdot 0,46 = 450,4 \text{ Нм},$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 219,2 \cdot 0,135 = 29,6 \text{ Нм},$$

– в вертикальной плоскости:

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 1958,2 \cdot 0,46 = 900,8 \text{ Нм},$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 438,4 \cdot 0,055 = 24,1 \text{ Нм},$$

– изгибающий момент от силы F_I

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -2421,8 \cdot 0,055 = -133,2 \text{ Нм},$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 2645,7 \cdot 0,46 = 1217 \text{ Нм}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{450,4^2 + 900,8^2} + 1217 = 2224,125 \text{ Нм}.$$

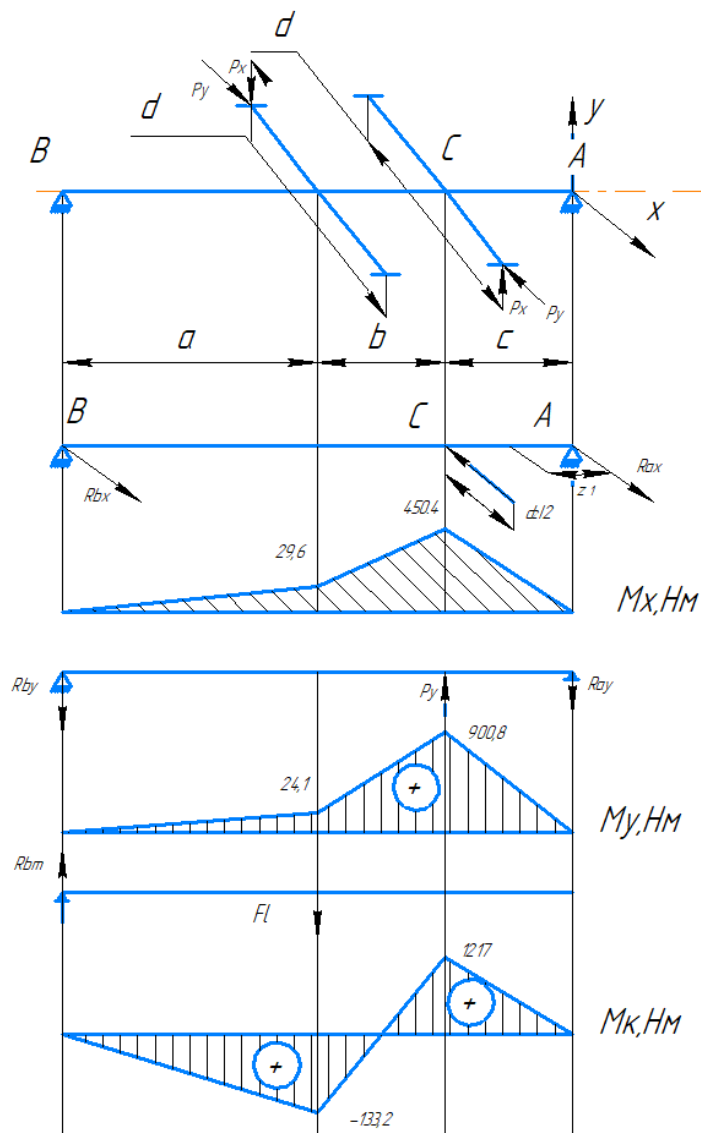


Рисунок 4.3 – Расчетная схема и эпюра моментов вала II

Принимаем материал вала – сталь 40ХН: $[\sigma] = 360 \text{ МПа}$.

Проверяем диаметр вала:

$$W = \frac{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + 0,5 \cdot M_{\text{кр}}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{2224,125^2 + 0,5 \cdot 79,3^2}}{360} = 6,2 \text{ м}^3,$$

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

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6,2}{3,14}} = 3,9 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

Исходные данные для расчета вала III:

- крутящий момент на валу $M_{\text{кIII}} = 303,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_6 = 225 \text{ мм}$; $d_9 = 228 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 191 \text{ мм}$; $b = 313 \text{ мм}$; $c = 151 \text{ мм}$.

Определяем окружную силу P_x :

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 303,5}{0,225} = 2697,7 \text{ Н},$$

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 303,5}{0,228} = 2662,3 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y :

$$P_{y4} = 0,5 \cdot P_{x4} = 0,5 \cdot 2697,7 = 1348,85 \text{ Н},$$

$$P_{y4} = 0,5 \cdot P_{x4} = 0,5 \cdot 2662,3 = 1331,15 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 2697,7 = 2967,47 \text{ Н},$$

$$Q_3 = 1,1 \cdot 2662,3 = 2928,53 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_I , действующую на III вал от зубчатой передачи

Z_6-Z_9 :

$$F_I = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2},$$

$$F_I = \sqrt{2782,5^2 + 1391,2^2} = 3110,91 \text{ Н}.$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,191 \cdot 1331,15 - 0,151 \cdot 1348,85}{0,191 + 0,313} = 507,51 \text{ Н},$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x5} - c \cdot P_{x4}}{a + b} = \frac{0,191 \cdot 2662,3 - 0,151 \cdot 2697,7}{0,191 + 0,313} = 200,7 \text{ Н};$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y5} - c \cdot P_{y4}}{a + b} = \frac{0,313 \cdot 1331,15 - 0,151 \cdot 1348,85}{0,191 + 0,313} = 422,7 \text{ Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x5} - c \cdot P_{x4}}{a + b} = \frac{0,313 \cdot 2662,3 - 0,151 \cdot 2197,7}{0,191 + 0,313} = 845,3 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{3110,94 \cdot (0,191 + 0,313 - 0,151)}{0,191 + 0,313} = 2178,94 \text{ Н},$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{3110,94 \cdot 0,151}{0,191 + 0,313} = 932,047 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{100,3^2 + 200,7^2} + 2178,99 = 2403,3 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{422,56^2 + 845,3^2} + 932,047 = 1877,1 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 100,3 \cdot 0,191 = 19,15 \text{ Нм},$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 422,56 \cdot 0,313 = 132,3 \text{ Нм},$$

– в вертикальной плоскости

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 200,7 \cdot 0,191 = 38,3 \text{ Н},$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 845,3 \cdot 0,151 = 127,6 \text{ Н},$$

– изгибающий момент от силы F_I

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -3110,94 \cdot 0,151 = -469,7 \text{ Нм},$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^I = A_I \cdot a = 34178,9 \cdot 0,191 = 607,2 \text{ Нм}.$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^I = \sqrt{19,5^2 + 38,3^2} + 60,7 = 103,7 \text{ Нм}.$$

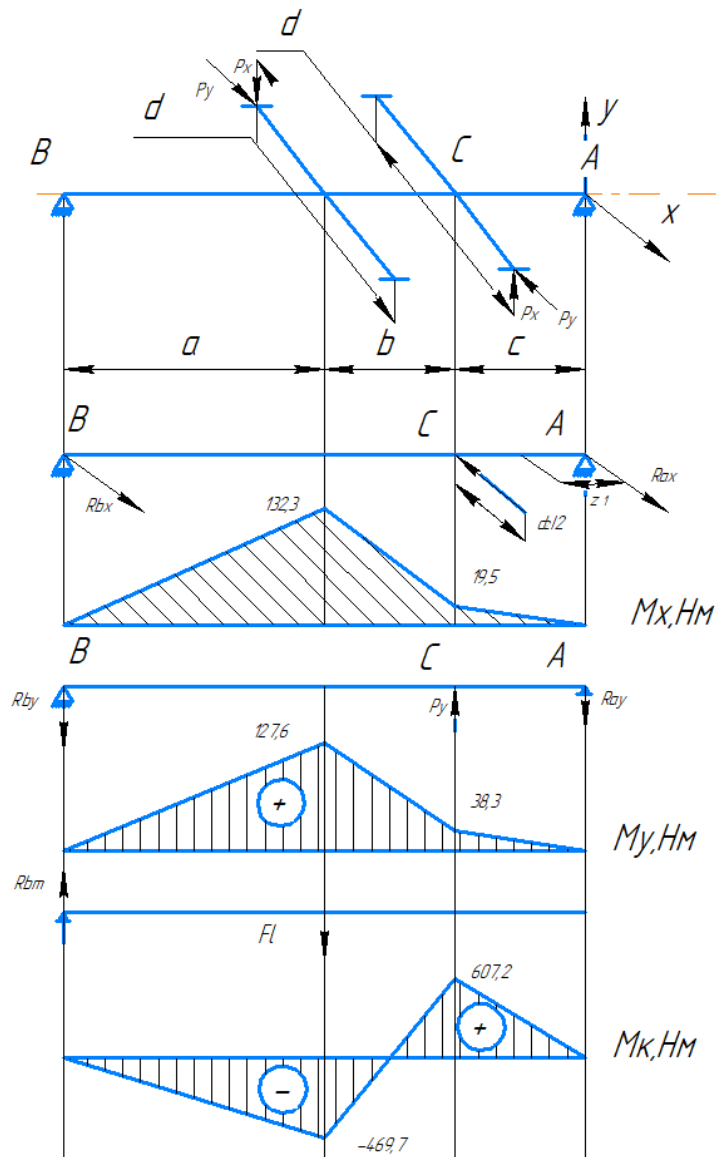


Рисунок 4.4 – Расчетная схема и эпюры моментов вала III

Принимаем материал вала – сталь 40ХН: $[\sigma] = 360 \text{ МПа}$.

Проверяем диаметр вала:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{103,7^2 + 0,5 \cdot 303,5^2}}{360} = 0,6 \text{ м}^3,$$

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

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,6}{3,14}} = 2,47 \text{ мм}$$

следовательно, условие прочности выполняется.

4.2 Расчет шпиндельного узла

Шпиндельный узел состоит из собственного шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор.

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_{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, $a=75\text{мм}$.

b – расстояние от приводного элемента до передней опоры, $b=260\text{мм}$.

E – модуль упругости материала шпинделя; материал шпинделя – сталь 40Х, $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

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

l – длина межопорного участка шпинделя; $l=456\text{мм}$.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

j_A, j_B – радиальная жесткость передней и задней опоре (принимая по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38]); $j_A=0,85 \cdot 10^6$ Н/м; $j_B= 1,15 \cdot 10^6$ 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 $P = 8$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию).

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

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

где $D_{\max}$ – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки, $D_{\max} = 250$ мм;

n_p – расчетная частота вращения заготовки, $n_p = 71$ об/мин.

Тогда,

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 71}{1000} = 55,76 \text{ м/мин},$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 8}{55,76} = 8608,3 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (180^4 - 130^4) = 7,1 \cdot 10^5 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (140^4 - 100^4) = 6,4 \cdot 10^5.$$

Определяем составляющую силы Q :

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{2662,3^2 + 1331,15^2} = 2976,5 \text{ Н}.$$

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

$$\delta_{\Sigma} = P \cdot \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\xi) + j_b (l + a(1-\xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] -$$

$$- Q(1-\xi) \cdot \left[\frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right]$$

$$\delta_{\Sigma} = 8608,3 \cdot \left[\frac{75^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,1 \cdot 10^6} + \frac{630 \cdot 75^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 6,4 \cdot 10^6} + \right.$$

$$\left. + \frac{1,15 \cdot 10^6 \cdot 75^2 \cdot (1-0,45) + 0,85 \cdot 10^6 \cdot (630 + 75 \cdot (1-0,45))^2}{1,15 \cdot 10^6 \cdot 0,85 \cdot 10^6 \cdot 630^2} \right] -$$

$$- 2976,5 \cdot (1-0,45) \cdot \left[\frac{0,85 \cdot 10^6 \cdot (630 + 75) \cdot (630 - 260) - 1,15 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 10^6 \cdot 1,15 \cdot 10^6 \cdot 630^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{75}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 6,4 \cdot 10^6 \cdot 630} \cdot (260^3 + 2 \cdot 630^2 \cdot 260 - 3 \cdot 630 \cdot 260^2) \right] =$$

$$= 2,1 \text{ мм}.$$

Определяем угол поворота Θ_A , сечения шпинделя в передней опоре:

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

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 6,4 \cdot 10^6} \cdot \left(8608,3 \cdot 75 \cdot 630 - \frac{2976,5}{2 \cdot 630} \cdot (260^3 - 2 \cdot 630^2 \cdot 260 - 3 \cdot 630 \cdot 260^2) \right) = 0,00021 \text{ рад}.$$

4.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Шпиндельный узел смонтирован на опорах, сформированных из подшипников качения. В зависимости от компоновки подшипников в опоре осевая жесткость j_A , Н/мм, определяются по формуле:

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A} = 1,5 C^{2/3} F_H (i_1^{2/3} + i_2^{2/3}),$$

Сила натяга определяется по формуле:

$$F_H = k \cdot d,$$

$$F_H = 0,02 \cdot 125 = 2,5 \text{ Н}.$$

Общая деформация (натяг) в комплексной опоре:

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$\Delta = \left(\frac{2,5}{209061} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{1^{2/3}} \right) = 0,000852 \text{ мм};$$

где C – коэффициент, определяемый из выражения:

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

$$C = 10^5 \cdot 30(\sin 12)^{5/2} \cdot \sqrt{1,25 \cdot 10} = 209061,$$

$$z = 5,3 \cdot \frac{D+d}{D-d},$$

$$z = 5,3 \cdot \frac{180+125}{180-125} = 30,$$

где z – число тел качения в подшипнике,

$d_{ш}$ – диаметр шарика подшипника.

В зависимости от количества и расположения подшипников [3, с.42, т. 10] выбираем $K_1=3,9$; $K_2=3,2$; $J_A=1,5$ Н/мм

Радиальная жесткость j_r Н/мм, условной опоры вычисляется по формуле:

$$j_r = \frac{K_4 \cdot i^{2/3} \cdot j_A}{1,5tg^2 \alpha (i_1^{2/3} + i_2^{2/3})};$$

$$j_r = \frac{0,4 \cdot 2^{2/3} \cdot 1,5}{1,5tg^2 12(2_1^{2/3} + 1_2^{2/3})} = 1,5 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где K_4 принимаем [3, с.42, т. 10]

Угловую жесткость $j_{угл}$, Н·мм/рад определяем по формуле:

$$j_{угл} = \frac{M}{\varphi} = \frac{3}{32} \cdot (d+D)^2 \cdot C^{2/3} F_H^{1/3} = \frac{(d+D)}{32} \cdot j_A,$$

$$j_{угл} = \frac{(125+180)^2}{32} \cdot 1,5 = 4360,55 \text{ Н} \cdot \text{мм/рад}.$$

Деформация δ стыка между наружным кольцом подшипника и поверхностью гнезда под подшипник определяется по формуле:

$$\delta = \frac{4 \cdot F_r \cdot K}{\pi \cdot d \cdot B} \left(1 + \frac{d}{D} \right),$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 125 \cdot 30} \left(1 + \frac{125}{180} \right) = 0,0000017 \text{ мм}.$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

где a – длина консоли, мм;

J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴.

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{75}{3 \cdot 75} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{6,4 \cdot 10^6}{7,1 \cdot 10^6} = 0,9,$$

$$j_{\text{max}} = \frac{1,15 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,33) \cdot (1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{1,15 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 10^6})} = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Проверяем условие жесткости:

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

$$j_{\text{min}} = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м} > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,15 \cdot 10^6}{1 + 0,12} = 2,7 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Следовательно, условие жесткости выполняется, так как минимальная жесткость $3,3 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производим приближенный расчет собственной частоты колебаний шпинделя, не имеющего значительно сосредоточенных масс.

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\omega_c = 0,33 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 5,4 \cdot 10^6}{28(1-0,33)^3 \cdot 75^2}} = 1575,7 \text{ Гц}.$$

4.4 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [3, 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, принимаем для пары стальных прямозубых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Нм;

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

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

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

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

Тогда, зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$, $z_1 = 36$, $z_2 = 38$, $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,06$, $M_{\text{кл}(z_1-z_2)} = 78 \text{ Нм}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$,
 $\psi_{bd} = 0,67$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,72$,
 $d = 72 \text{ мм}$;

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{34} + \frac{1}{36} \right) \right] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{72} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 78 \cdot (1,06 + 1)}{20 \cdot 1,06}} = 864 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1100 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 78 \cdot 3,72 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 3^2 \cdot 36} = 162 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 300 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

$$z_3 - z_4: z_3 = 47, z_4 = 47, i_{\text{зн}(z1-z2)} = 1, M_{\text{кш}(z3-z4)} = 303,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3},$$

$$\psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, Y_F = 3,67, d = 141 \text{ мм};$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{47} + \frac{1}{47} \right) \right] = 1,74,$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,74} = 0,66,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{141} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 303,5 \cdot (1+1)}{30 \cdot 2}} = 510,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1100 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 303,5 \cdot 3,67 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 47} = 141,14 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 300 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

$$z_5 - z_6: z_5 = 19, z_4 = 75 i_{\text{зн}(z1-z2)} = 3,98, M_{\text{кш}(z5-z6)} = 79,3 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, Y_F = 4,11, d = 57 \text{ мм};$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{75} \right) \right] = 1,67,$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,67} = 0,68,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 79,3 \cdot (3,98 + 1)}{30 \cdot 2}} = 1017,76 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1100 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,12 \cdot 79,3 \cdot 4,11 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 95,35 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 300 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$z_7 - z_8$: $z_7 = 23$, $z_8 = 90$ $i_{3П(z7-z8)} = 3,98$, $M_{кШП(z7-z8)} = 303,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,67$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,63$, $d = 92 \text{ мм}$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{90} \right) \right] = 1,77,$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,77} = 0,65,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{92} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 303,5 \cdot (3,98 + 1)}{40 \cdot 3,98}} = 757,32 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1100 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 303,5 \cdot 3,63 \cdot 1 \cdot 0,67}{40 \cdot 3^2 \cdot 23} = 120,01 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

$z_9 - z_{10}$: $z_9 = 57$, $z_{10} = 56$ $i_{3П(z9-z10)} = 1$, $M_{кШП(z9-z10)} = 1143,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,63$, $d = 228 \text{ мм}$;

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{57} + \frac{1}{56} \right) \right] = 1,76,$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,76} = 0,65,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{228} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 1143,8 \cdot (1 + 1)}{40 \cdot 2}} = 530,34 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1100 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 1143,8 \cdot 3,63 \cdot 1 \cdot 0,67}{40 \cdot 3,5^2 \cdot 57} = 239,04 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

4.5 Проверочный 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.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

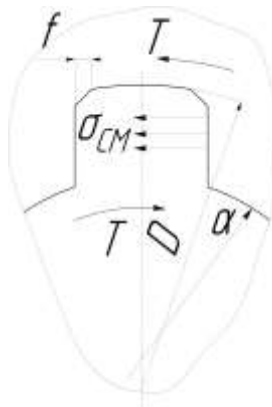


Рисунок 5.5 – Схема напряжений шлицевых соединений

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

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

где T – передаваемый вращающий момент, Н·м;

$K_z=0,7\ldots0,8$ – 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;

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

В станкостроении рекомендуют значения $[\sigma_{\text{см}}]=12\ldots20$ МПа [3, ст. 154]

Шлицы на (I) валу: $T=78$ Н·м; $z=8$; $h=1,6$ мм; $l=30$ мм; $d_{\text{cp}}=38$ мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 78}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,6 \cdot 38 \cdot 30} = 13,3 \text{ МПа. т.к. } [\sigma_{\text{см}}] = 12\ldots20 \text{ МПа – условие выполняется.}$$

Шлицы на (II) валу: $T=79,3$ Н·м; $z=8$; $h=2,4$ мм; $l=92$ мм; $d_{\text{cp}}=39$ мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 79,3}{0,8 \cdot 8 \cdot 2,4 \cdot 39 \cdot 92} = 8,8 \text{ МПа.} < [\sigma_{\text{см}}] = 12\ldots20 \text{ МПа – условие выполняется.}$$

Шлицы на (III) валу : $T=303,5$ Н·м; $z=10$; $h=4$ мм; $l=60$ мм; $d_{\text{cp}}=30$ мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 303,5}{0,8 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 30 \cdot 60} = 14,1 \text{ МПа. т.к. } [\sigma_{\text{см}}] = 12\ldots20 \text{ МПа – условие выполняется.}$$

4.6 Проверочный расчет шпоночных соединений

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении напряжения τ . У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки l_p определяют из условия прочности смятие.

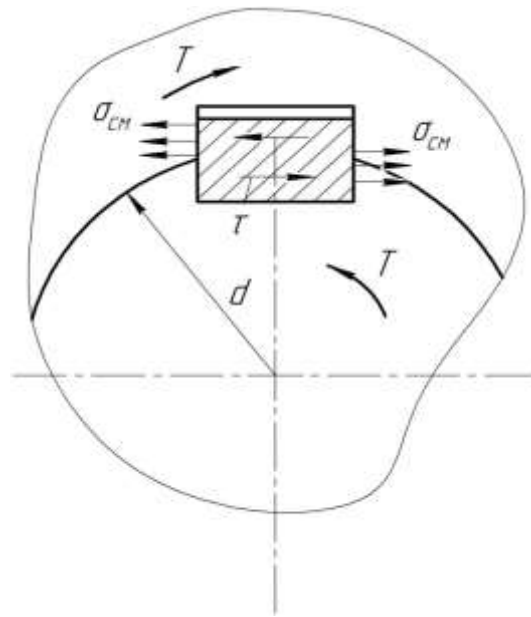


Рисунок 4.7 – Расчетная схема шпоночного соединения

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

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

откуда,

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h - t_1)[\sigma_{см}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

При $d_k = 80$ мм из таблицы П8 [1, с. 184].

$$l_p = \frac{2000 \cdot 1143,8}{80 \cdot (14 - 9) \cdot 150} = 38,1 \text{ мм},$$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда [1, с. 184, т. П8]:

$$l = l_p + b,$$

$$l = 38,2 + 22 = 60,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $l=90\text{мм.}$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 Расчет приспособления для расточки отверстий под подшипники

5.1 Принцип действия приспособления

Для расширения технологических возможностей станка было спроектировано приспособления для расточки отверстий под подшипники, которое представлено на рисунке 5.1. Проектирование указанного приспособления осуществлялось путем разработки трехмерных моделей и их последующей сборке в программе SolidWorks (рисунок 5.2).

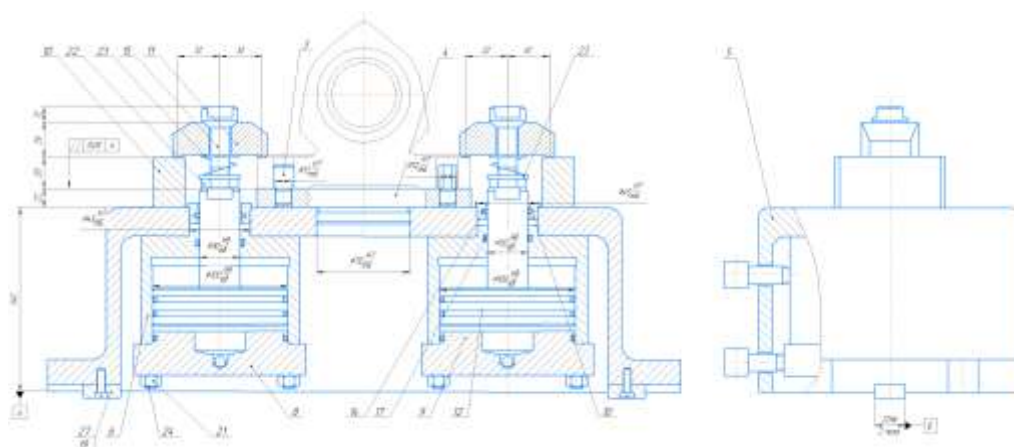


Рисунок 5.1 – Общий вид приспособления

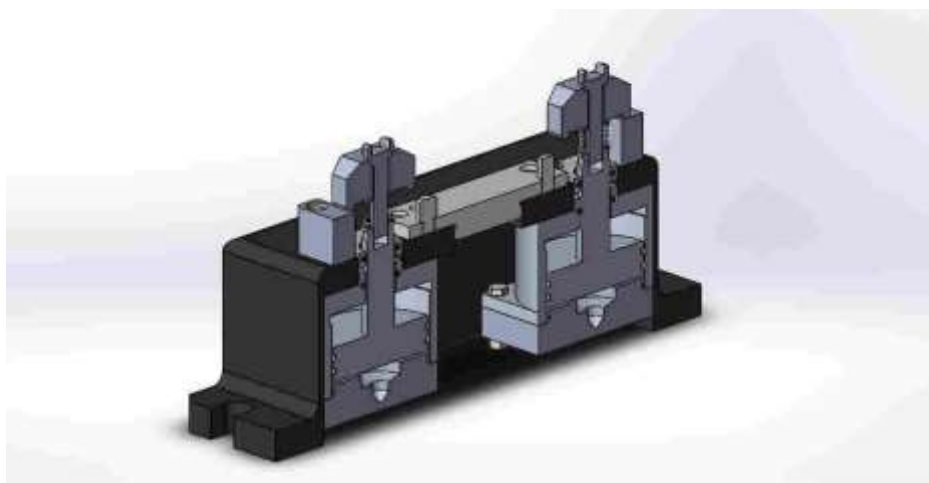


Рисунок 5.2 – 3D модель приспособления для расточки отверстия под подшипники на станке 2611Ф2

Приспособление расточное, одноместное с гидроприводом предназначено для базирования и закрепления заготовок типа “корпус” при расточки отверстий под подшипники на горизонтально-расточном станке 2611Ф2. Заготовка базируется на два пальца (позиции 3, 9). Прижим заготовки осуществляется 2-мя прихватами (позиция 11) к привалочной поверхности платика (позиция 4).

Корпус приспособления представляет собой отливку из серого чугуна СЧ 20 коробчатой формы.

Приспособление базируется на столе станка с помощью 2-х шпонок (позиция 27), закрепляется с помощью 4-х станочных болтов, которые вставляются в четыре паза $b = 22$ мм. Заготовка устанавливается в приспособление. В нижней части приспособления находится пневмодвигатель. Воздух под давлением 0,4 МПа подается в верхнюю полость пневмодвигателя в результате поршни (позиция 12) двигается вниз, перемещая за собой прихваты (позиция 11). В результате происходит зажим заготовки.

Чтобы произвести разжим заготовки воздух под давлением подается в нижние полости пневмодвигателей. Поршни (позиция 12) перемещаются вверх, прихваты поднимаются над заготовками – происходит разжим заготовок.

Цилиндр представляет собой гильзу (позиция 6) снизу закрытую крышкой (позиция 8). Крышка притянута к корпусу 4-мя шпильками. Цилиндр представляет собой стакан, закрываемый крышкой с помощью резьбового соединения. Внутри находится поршень-шток (позиция 12). Чтобы избежать утечек воздух в конструкциях пневмодвигателей предусмотрены уплотнительные кольца (позиции 17, 18).

Разработанная трехмерная модель в сборе, в программе SolidWorks, в дальнейшем может быть использована для выполнения силовых расчетов методом конечных элементов и разработки полной конструкторской документации приспособления.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5.2 Расчет приспособления на точность

В качестве расчетного параметра выбираем допуск параллельности поверхности платика (позиция 4) относительно опорной поверхности приспособления – А.

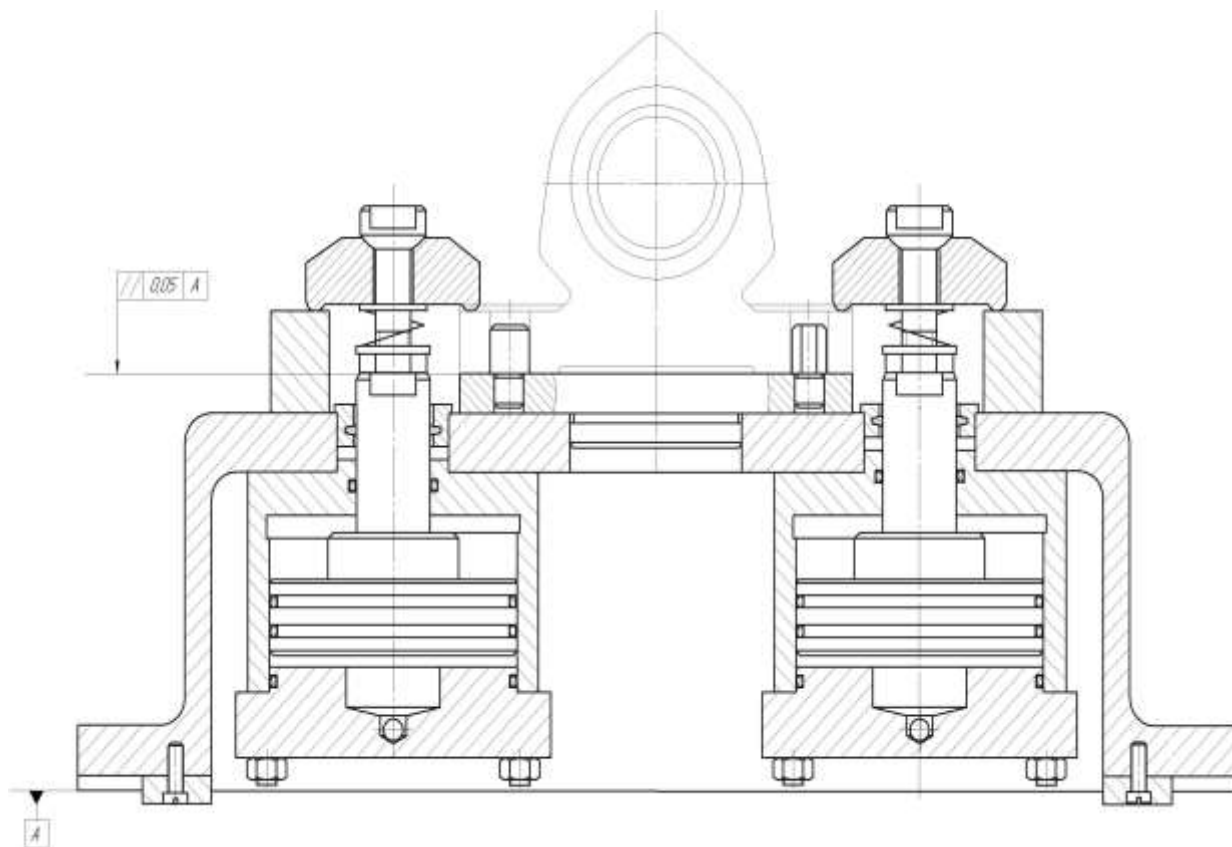


Рисунок 5.3 – Расчетная схема приспособления

Погрешность приспособления в собранном виде определяем по формуле:

$$\varepsilon_{np} = \delta - K_T \cdot \sqrt{(K_{T1} \cdot \varepsilon_6)^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + \varepsilon_n^2 + (K_{T2} \cdot \omega)^2},$$

где δ – допуск выполняемого при обработке параметра заготовки, $\delta = 0,03$ мм;

K_T – коэффициент, учитывающий отношение рассеивания значений составляющих величин от закона нормального распределения, $K_T = 1,1$;

K_{T1} – коэффициент, учитывающий долю погрешности обработки в суммарной погрешности, вызываемой факторами, не зависящими от приспособления, $K_{T1} = 0,8$;

ω —экономическая точность обработки, принимается по таблицам,
 $\omega = 0,03$ мм;

ε_{δ} — погрешность базирования, в данном случае равна 0;

ε_z — погрешность закрепления, определяется аналитически, $\varepsilon_z = 0,05$ мм ;

ε_y — погрешность установки приспособления на станке, $\varepsilon_y = 0,027$ мм.;

K_{T2} — коэффициент, учитывающий долю погрешности обработки в суммарной погрешности, вызываемой факторами, не зависящими от приспособления, $K_{T2} = 0,6$;

ε_n — погрешность положения отверстий, связанная с перекосом и смещением обрабатывающего инструмента;

ε_u — погрешность износа.

Определяем погрешность износа:

$$\varepsilon_u = \beta_2 \cdot N ,$$

где: β_2 — постоянное, зависящее от вида установочных элементов и условий контакта, $\beta_2 = 0,002$ [1, стр. 85];

N — количество контактов заготовки с опорой в год, $N = 40000$ шт;

$$\varepsilon_u = 0,002 \cdot 40000 = 0,08 \text{ мм.}$$

Таким образом,

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 0,03 - 1 \cdot \sqrt{(0,8 \cdot 0)^2 + 0,05^2 + 0 + 0,027^2 + 0,08^2 + (0,6 \cdot 0,03)^2} = 0,021 \text{ мм.}$$

$\delta = 0,03 \text{ мм} > \varepsilon_{\text{пр}} = 0,021 \text{ мм}$, следовательно допуск выполняемого при обработке параметра заготовки больше погрешности приспособления.

Вывод: приспособление обеспечит необходимую точность получения размеров.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5.3 Расчет тяги на прочность резьбы

Расчет на смятие резьбы тяги (позиция 15) производим по формуле:

$$\sigma = \frac{P'}{f \cdot n} \leq [\sigma],$$

где n – количество витков;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение смятия, $[\sigma] = 120$ МПа;

f – площадь витка определяется по формуле:

$$f = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4},$$

$$f = \frac{\pi \cdot (14^2 - 12,7^2)}{4} = 27,5 \text{ мм}^2.$$

Таким образом,

$$\sigma = \frac{2628}{27,5 \cdot 3} = 31,8 \text{ МПа},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован привод главного движения по типу базовой модели станка 2611Ф2 и разработано приспособление для расточки отверстий под подшипники, которое позволило расширить функциональные возможности горизонтально – расточного станка. Проведен кинематический и силовой расчет привода главного движения станка и расчет приспособления. Так же была разработана соответствующая конструкторская документация.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованной литературы

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

2. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков : Учеб. пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.

3. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.

4. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.

5. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.

6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.

7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.

8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для вузов / 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 15.03.02.01.00.00ПЗ	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. Эрленков, В.В. Панчурин, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ППИ, 1993. – 60 с.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение А – Ведомость выпускной
квалификационной работы

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение Б – Спецификации

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		