

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 токарный патронно-центральной по типу модели 16Б16Т1

ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ  
(обозначение ВКР)

Студент гр. 17МС1

Червоненко Н.В.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Руководитель

Липов А.В.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

Большаков Г.С.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры  
от \_\_\_\_\_ № \_\_\_\_\_)

Заведующий кафедрой

Зверовщиков А.Е.  
(фамилия, инициалы)

(подпись)

Работа защищена с оценкой хорошо  
(протокол заседания ГЭК от 29.06.2021 № 7)

Секретарь ГЭК

Истомина Ю.В.  
(фамилия, инициалы)

(подпись)

Пенза 2021

«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»

Червоненко Николай Васильевич

2. Руководитель бакалаврской работы Липов Александр Викторович

3. Время проектирования с 27.05.2021 г. по 08. 07.2021 г.

4. Место преддипломной практики ООО СтанкоМашСтрой

5. Тема бакалаврской работы

Станок токарный патронно-центровой по типу модели 16Б16Т1

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

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

Разработать конструкции привода главного движения: регулирование комбинированное,  $n_{шп.макс} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ , диапазон регулирования 50,  $N_p = 4 \text{ кВт}$ , и 6-ти позиционной револьверной головки со сменными резцовыми блоками.

7. Объем и содержание основной части работы

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

Введение. Общие сведения о базовой модели станка. Кинематический расчет привода главного движения: построение графика чисел оборотов шпинделя, определение чисел зубьев зубчатых колес. Силовой расчет: расчет модулей зубчатых колес, межцентровых расстояний, расчет валов, уточненный расчет валов. Разработка конструкции 6-ти позиционной револьверной головки со сменными резцовыми блоками.

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

Кинематическая схема станка – 1л. ф.А1

Общий вид станка – 1л.ф.А1

Развертка коробки скоростей – 2л.ф.А1

Свертка коробки скоростей – 1л.ф.А2

Револьверная головка – 2л.ф.А1

8. Особые требования по выполнению разделов:

Для каждой разработанной конструкции в соответствующем разделе необходимо приводить подробное описание работы.

9. Календарный график выполнения выпускной работы

| Наименование этапов работы                                   | Объем работы, % | Срок выполнения | Подпись руководителя                                                                 |
|--------------------------------------------------------------|-----------------|-----------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| Кинематическая схема станка и график чисел оборотов шпинделя | 5%              | 01.06.2021г.    |   |
| Общий вид станка                                             | 10%             | 08.06.2021г.    |   |
| Привод главного движения станка                              | 20%             | 24.06.2021г.    |   |
| Чертежи револьверной головки                                 | 20%             | 25.06.2021г.    |   |
| Проведение расчетов                                          | 20%             | 26.06.2021г.    |   |
| Оформление расчетно-пояснительной записки                    | 25%             | 28.06.2021г.    |  |

Дата выдачи задания «27» 05.2021 г.

Задание к исполнению принял

Руководитель работы

«27» 05.2021г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета промышленных технологий  
электроэнергетики и транспорта

С.Ю. Киреев

ОПОП освоена в полном объеме.  
К государственной итоговой  
аттестации допустить

«    »    20    г.

Лист

ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

## Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки – 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка) на тему «Станок токарный патронно-центровой по типу модели 16Б16Т1».

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода главного движения станка токарного патронно-центрового с ЧПУ по типу модели 16Б16Т1, а также разработка конструкции 6-ти позиционной револьверной головки со сменными резцовыми блоками.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, РЕВОЛЬВЕРНАЯ ГОЛОВКА, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

Пояснительная записка содержит 69 страниц (формата А4), 15 рисунков, 2 таблицы, 12 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведены результаты кинематического и силового расчетов спроектированного привода главного движения станка, а также результаты проектирования конструкции 6-ти позиционной револьверной головки со сменными резцовыми блоками.

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Станок токарный патронно-центровой с ЧПУ (Вид общий);

|           |      |                 |         |     |                                                                                         |                       |      |        |
|-----------|------|-----------------|---------|-----|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|------|--------|
|           |      |                 |         |     | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ                                                                 |                       |      |        |
| Изм.      | Лист | № докум.        | Подпись | Да- | Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1 | Лит.                  | Лист | Листов |
| Разраб.   |      | Червоненко Н.В. |         |     |                                                                                         |                       | 3    |        |
| Провер.   |      | Липов А.В.      |         |     |                                                                                         | Каф. «ТОМ», гр. 17МС1 |      |        |
| Н. контр. |      | Большаков Г.С.  |         |     |                                                                                         |                       |      |        |
| Утв.      |      | Липов А.В.      |         |     |                                                                                         |                       |      |        |

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

ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ

Лист

Лист формата А1 – Станок токарный патронно-центровой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная);

Листы форматов (А0, А2) – Привод главного движения (Сборочный чертеж);

Лист формата А0 – Револьверная головка (Сборочный чертеж).

|                         |      |          |         |      |      |
|-------------------------|------|----------|---------|------|------|
| ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ |      |          |         |      | Лист |
|                         |      |          |         |      | 4    |
| Изм.                    | Лист | № докум. | Подпись | Дата |      |

|                         |      |          |         |      |      |
|-------------------------|------|----------|---------|------|------|
| ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ |      |          |         |      | Лист |
| Изм.                    | Лист | № докум. | Подпись | Дата |      |

## Содержание

|                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------|----|
| Введение.....                                                 | 6  |
| 1 Общие сведения о базовой модели станка .....                | 7  |
| 2 Кинематический расчет привода главного движения.....        | 12 |
| 2.1 Построение графика частот вращения шпинделя.....          | 12 |
| 2.2 Определение чисел зубьев зубчатых колес.....              | 20 |
| 2.3 Кинематическая схема привода главного движения.....       | 25 |
| 2.4 Эскизное оформление привода главного движения.....        | 26 |
| 2.4.1 Кинематические и силовые характеристики.....            | 26 |
| 2.4.2 Модули зубьев в передачах.....                          | 27 |
| 2.4.3 Диаметры валов .....                                    | 29 |
| 2.4.4 Определение межцентровых расстояний между валами.....   | 32 |
| 2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....            | 33 |
| 2.4.6. Схема установки подшипников шпиндельного узла.....     | 35 |
| 3 Силовой расчет привода главного движения.....               | 36 |
| 3.1 Расчет валов на прочность.....                            | 36 |
| 3.2 Расчет шпиндельного узла.....                             | 42 |
| 3.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....                      | 45 |
| 3.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....                    | 46 |
| 3.5 Проверочный расчет шлицевых соединений .....              | 47 |
| 4 Проектирование revolverной головки.....                     | 49 |
| 4.1 Принцип работы revolverной головки и общие сведения.....  | 49 |
| 4.2 Кинематический расчет revolverной головки.....            | 53 |
| Заключение.....                                               | 57 |
| Список использованной литературы.....                         | 58 |
| Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы... | 60 |
| Приложение Б – Спецификации.....                              | 62 |

## Введение

Процветание страны зависит от развитости ее основных отраслей промышленности. Несомненно, одной из таких отраслей является станкостроение. Ведь обрабатывающее оборудование задействуется в том или ином виде практически во всех отраслях: машиностроении, оборонной промышленности и даже производстве кондитерских изделий.

К сожалению, не все предприятия способны приобретать высококачественное оборудование, но у каждой проблемы есть свое решение. В данном случае – это усовершенствование уже имеющегося оборудования. Установка приводных инструментов; приводов полярных координат; наклонно-поворотных столов, что дает детали дополнительные степени свободы.

Все эти улучшения позволяют обычным станкам быть наравне с обрабатывающими центрами, при меньших затратах производства.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

## 1 Общие сведения о базовой модели станка

Станок токарный с оперативной системой программного управления, повышенной точности 16Б16Т1 предназначен для токарной обработки деталей типа тел вращения с прямолинейным, ступенчатым и криволинейным профилем, в том числе, для нарезания резьб в полуавтоматическом режиме в патроне и центрах. Управление станком осуществляется от программы, вводимой в память управляющей системы с пульта оперативного управления или с кассеты внешней памяти. Станок может быть использован в механических цехах машиностроительных заводов с единичным повторяющимся, мелкосерийным и серийным производством. Класс точности станка по ГОСТ 18097-93-II.

Токарный станок 16Б16Т1 обрабатывает заготовки "Диск" с максимальным диаметром над станиной - Ø 320 мм, заготовки "Вал" с максимальным диаметром над суппортом Ø 125 мм и длиной до 750 мм. Для обработки прутка в шпинделе предусмотрено сквозное отверстие Ø 37 мм, максимальный диаметр прутка Ø 36 мм.

Шпиндель станка получает 18 скоростей вращения в диапазоне от 40 до 2000 об/мин от 2-х скоростного реверсивного асинхронного электродвигателя через автоматическую 9-и ступенчатую коробку передач в передней бабке.

Таблица 1 – Основные параметры

| Наименование параметра                                       | 16Б16Т1 |
|--------------------------------------------------------------|---------|
| Класс точности по ГОСТ 8-82                                  | П       |
| Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над станиной, мм  | 320     |
| Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над суппортом, мм | 125     |

|                                                                           |                   |
|---------------------------------------------------------------------------|-------------------|
| Наибольшая длина обрабатываемого изделия, мм                              | 750               |
| Высота резца, мм                                                          | 25                |
| Количество инструментов в резцедержателе                                  | 4                 |
| <b>Шпиндель</b>                                                           |                   |
| Количество рабочих скоростей шпинделя                                     | 18                |
| Диаметр отверстия в шпинделе, мм                                          | 37                |
| Наибольший диаметр прутка, проходящий через отверстие в шпинделе, мм      | 36                |
| Диапазон скоростей шпинделя, переключаемых по программе, об/ми            | 40..500,160..2000 |
| Диапазон скоростей шпинделя, устанавливаемый вручную, об/мин              | 40..2000          |
| Центр шпинделя передней бабки по ГОСТ 13214-67                            | Морзе 5           |
| Конец шпинделя по ГОСТ 12593-72                                           | 6К                |
| Наибольший крутящий момент на шпинделе, Нм                                | 350               |
| <b>Подачи</b>                                                             |                   |
| Наибольшее перемещение суппорта продольное, мм                            | 700               |
| Дискретность перемещения суппорта продольная / поперечная на один шаг, мм | 0,01/ 0,005       |
| Наибольшее перемещение суппорта поперечное, мм                            | 210               |
| Диапазон скоростей продольных подач, мм/мин                               | 2..1200           |
| Диапазон скоростей поперечных подач, мм/мин                               | 1..1200           |

|                                                                                                             |             |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| Скорость быстрых продольных/ поперечных ходов,<br>м/мин                                                     | 6/ 5        |
| Пределы шагов нарезаемых цилиндрических резьб,<br>мм                                                        | 0,05..40,95 |
| Точность позиционирования по оси X, мм                                                                      | 0,02        |
| Точность позиционирования по оси Z, мм                                                                      | 0,035       |
| Среднеквадратичное отклонение от заданного<br>перемещения по оси X, мм                                      | 0,0025      |
| Среднеквадратичное отклонение от заданного<br>перемещения по оси Z, мм                                      | 0,006       |
| Точность обработки в партии деталей из 5 шт.<br>(допуск на размах) по диаметру ( $\varnothing = 84$ мм), мм | 0,025       |
| Точность обработки в партии деталей из 5 шт.<br>(допуск на размах) по длине ( $L = 30$ мм), мм              | 0,032       |
| Наибольшее усилие резания, Н                                                                                | 6000        |
| <b>Задняя бабка</b>                                                                                         |             |
| Ход пиноль задней бабки, мм                                                                                 | 120         |
| Центр пиноли задней бабки по ГОСТ 13214-67                                                                  | Морзе 3     |

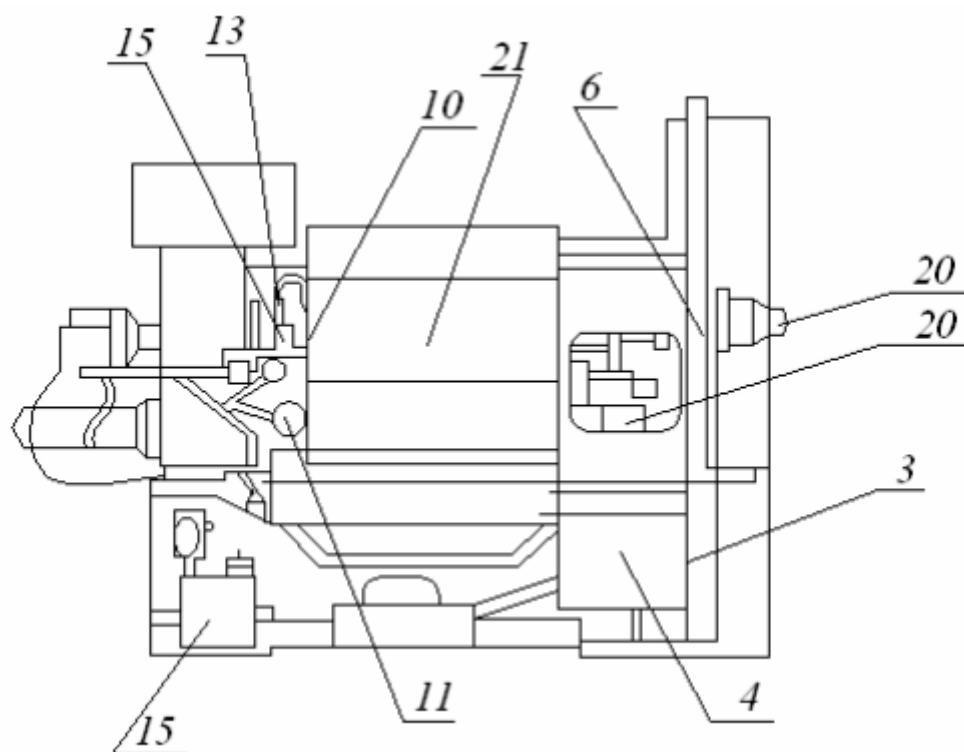


Рисунок 1 – Расположение составных частей станка (вид сверху)

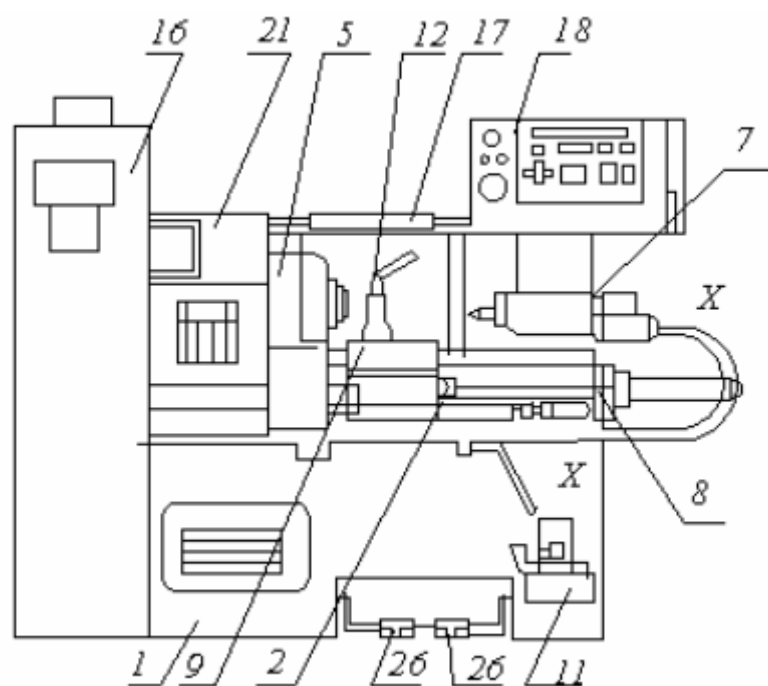


Рисунок 2 – Расположение составных частей станка(вид спереди)

Таблица2 – Расположение составных частей и органов управления

| Позиции | Наименование                   |
|---------|--------------------------------|
| 1       | Станина                        |
| 2       | Винтовая пара качения 50×10    |
| 3       | Кожухи                         |
| 4       | Коробка передач                |
| 5       | Шпиндельная бабка              |
| 6       | Привод датчика резьбонарезания |
| 7       | Бабка задняя                   |
| 8       | Привод продольных подач        |
| 9       | Суппорт                        |
| 10      | Винтовая пара качения 32×5     |
| 11      | Привод поперечных подач        |
| 12      | Резцедержатель                 |
| 13      | Резцедержатель задний          |
| 14      | Смазка                         |
| 15      | Охлаждение                     |
| 16      | Электрооборудование            |
| 17      | Освещение                      |
| 18      | Пульт оперативного управления  |
| 19      | Педаль управления              |
| 20      | Пневмопривод вращающийся       |
| 21      | Ограждение                     |



Рисунок 3 – Общий вид станка модели 16Б16Т1

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

## 2 Кинематический расчет привода главного движения

### 2.1 Построение графика частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

$$R_{\pi} = R_{\text{дв}} R_{\kappa},$$

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

$R_{\kappa}$  – диапазон регулирования коробки.

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

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

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

где  $R_{\pi} = 50$  – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 40 \text{ мин}^{-1}$  – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 50 \cdot 40 = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где  $P_{\text{эф}} = 4 \text{ кВт}$  – эффективная мощность резания (по заданию);

$\eta$  – КПД привода.

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

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{4}{0,80} = 5,2 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПО180L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого  $P_{\text{дв}} = 5,2 \text{ кВт}$ ,  $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$  – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности,  $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$  – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности;  $d_{\text{1дд}} = 42 \text{ мм}$  – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{50}{4} = 12,5.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 50}{\lg 4} = 2,82.$$

Принимаем  $z = 3$

Чтобы выбрать знаменатель ряда  $\phi$  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  $\phi = 1,41$ .

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Принимаем  $\varphi = 1,26$ .

Определяем величину  $c$  [1, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{\text{дв}(P)}}{\lg \varphi},$$
$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1,26} = 5,998.$$

Принимаем  $c = 6$ .

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

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

где  $R_m$ ,  $R_r$  – диапазон регулирования групп передач.

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

$$K_m = \frac{\lg R_{\kappa}}{\lg \varphi},$$
$$K_m = \frac{\lg 12,5}{\lg 1,26} = 10,93.$$

Округляем до  $K_m = 11$ .

Однако при  $\varphi = 1,26$  число интервалов  $\lg \varphi$ , которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [1, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем  $K_m = 6$ . Оставшиеся 5 интервалов можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

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

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

где  $R_j$  – диапазон регулирования на последнем валу,

$$R_j = R_a R_b \dots R_{m-1} = R_N^{\varepsilon},$$
$$\varepsilon = (p_a - 1) x_a + (p_b - 1) x_b + \dots + (p_{m-1} - 1) x_{m-1},$$

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

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Фактический диапазон регулирования коробки  $R_{к(ф)} = R_a \varphi^{K_m}$ ; в нашем случае  $R_a = 1$ ,  $\varphi = 1,26$ ,  $K_m = 6$ ; следовательно,

$$R_{к(ф)} = 1\varphi^6 = 1 \cdot 1,26^6 = 4 \text{ [1, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{п(ф)} = 4 \cdot 4 = 16.$$

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

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

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 2000)}{\lg 1,26} = 1,75,$$

принимаем  $K_1 = 2$ ,

$$K_2 = \frac{\lg 16}{\lg 1,26} = 12,041,$$

принимаем  $K_2 = 12$ .

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

$$K_{общ} = K_1 + K_2,$$

$$K_{общ} = 2 + 12 = 14.$$

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

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

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

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя  $n_{\text{шп(мак)}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$  и отсчитываем  $K_2 = 12$ , определяем точку  $n_{\text{шп}} = 125 \text{ мин}^{-1}$ . Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки  $A$  (точка  $n_{\text{шп}} = 500 \text{ мин}^{-1}$ ). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 9. Поэтому из точки  $A$  проводим луч на три ( $9-6=3$ ) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя  $n_{\text{шп}} = 670 \text{ мин}^{-1}$ . Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки  $A$  проводим луч в точку  $n_{\text{шп}} = 265 \text{ мин}^{-1}$ . 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  $A$ .

Затем точки  $A$  и  $B$  соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем пять интервалов, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки  $A$ . Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ( $n_{\text{шп}} = 100 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{шп}} = 80 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{шп}} = 63 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{шп}} = 50 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$ ).

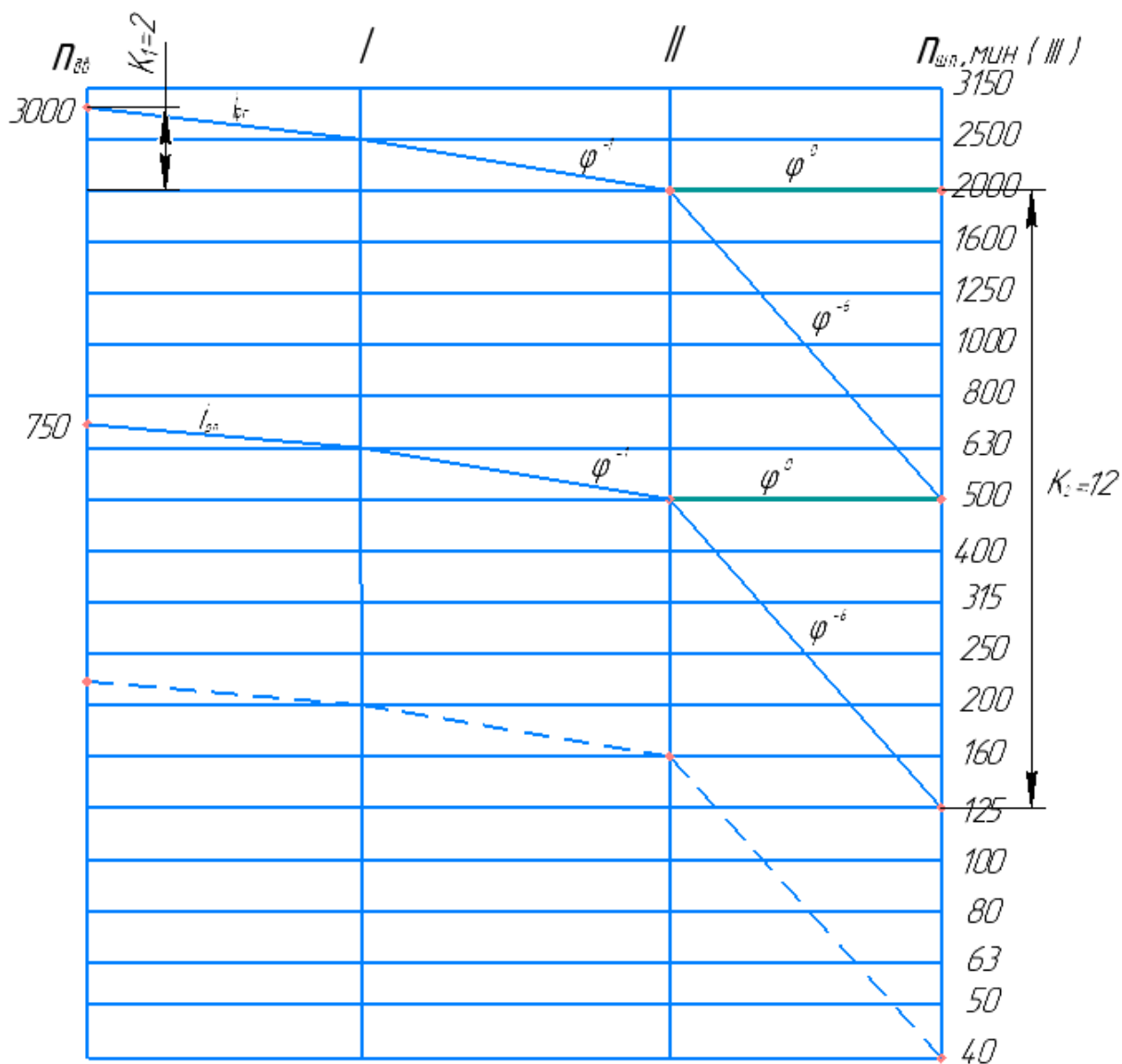


Рисунок 4 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 5 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1 ( $d$  – диаметры шкивов,  $z$  – числа зубьев колес).

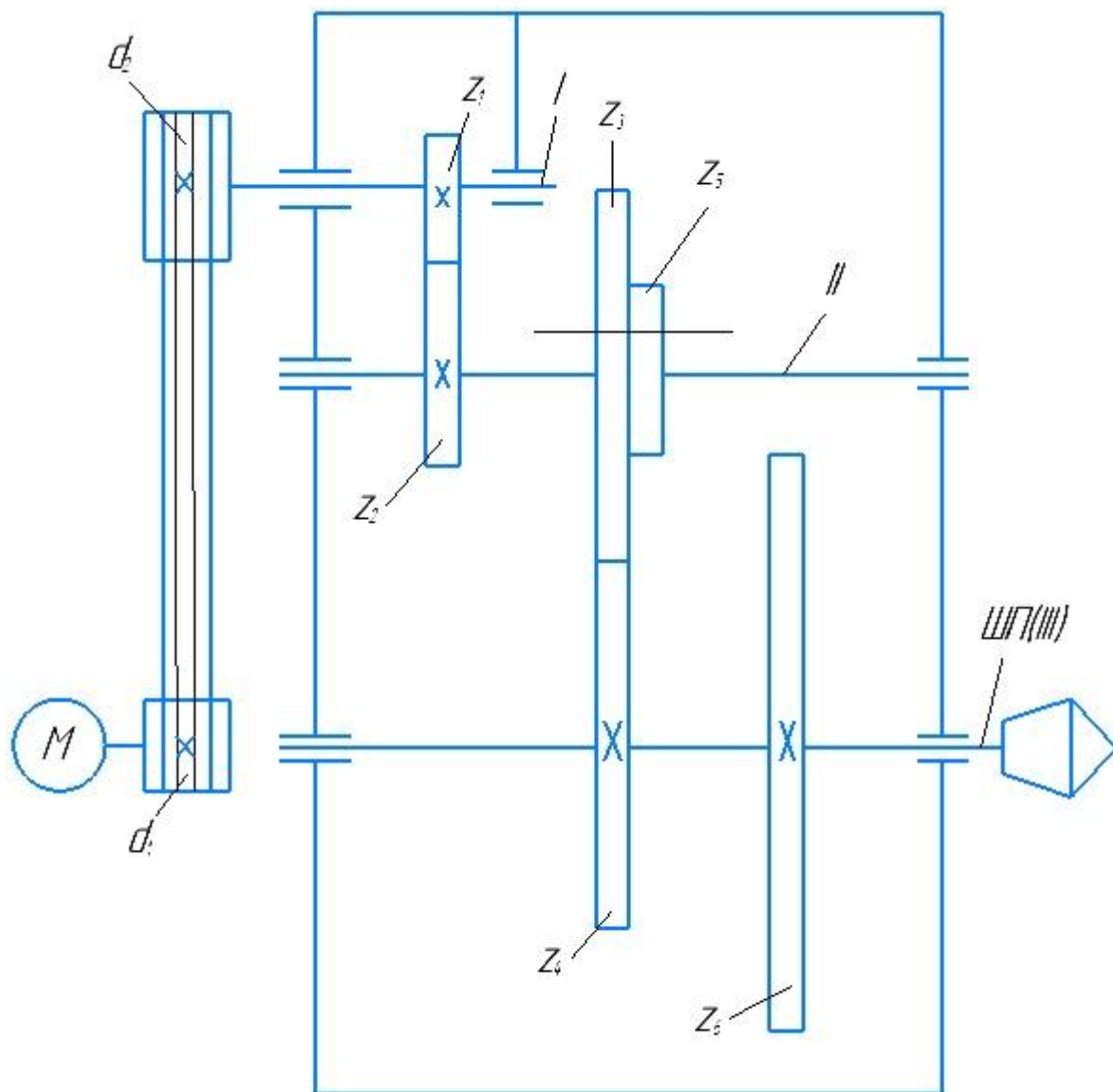


Рисунок 5 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант).

## 2.2 Определение чисел зубьев зубчатых колес

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

### 1) ременная передача:

$$\text{передаточное отношение} - i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_1} = \frac{3000}{2500} = 1,2 \quad \text{или} \quad i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{750}{630} = 1,19$$

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

Для обеспечения передаточного отношения  $i_{\text{рп}} = 1,2$  необходимо определить диаметры ведущего  $d_1$  и ведомого  $d_2$  шкивов.

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

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{5,2}{750} = 66,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По крутящему моменту  $M_{\text{к дв}}$  из таблицы 4.1 [3, с. 86] принимаем профиль В(Б) (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1–89) и минимальный диаметр ведущего шкива  $d_{1\text{min}} = 125 \text{ мм}$ . Расчетная ширина ремня  $W_p = 14 \text{ мм}$ ; площадь поперечного сечения  $A = 138 \text{ мм}^2$ .

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

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

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

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

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

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

$C = 20$  – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{66,2} = 153,9 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем  $d_1 = 160 \text{ мм}$ .

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

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

где  $n_1$  – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 750}{60000} = 6,28 \text{ м/с} \quad \text{— при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 3000}{60000} = 25,12 \text{ м/с} \quad \text{— при } n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую  $V = 30 \text{ м/с}$ .

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

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 160 \cdot 1,2 (1 - 0,015) = 189,12 \text{ мм},$$

принимаем  $d_2 = 180 \text{ мм}$  [3, с. 96].

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

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

$$i_{\text{рп}} = \frac{180}{160 (1 - 0,015)} = 1,14.$$

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

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

$$a_{\text{опт}} = c d_2,$$

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

Тогда,

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

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

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

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

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{160 + 180}{2} = 170 \text{ мм},$$

$$\Delta = \frac{180 - 160}{2} = 10 \text{ мм},$$

$$L_p = 2 \cdot 270 + 3,14 \cdot 170 + \frac{10^2}{270} = 1074,17 \text{ мм}.$$

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

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

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

$$a = \frac{1120 - 3,14 \cdot 170}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1120 - 3,14 \cdot 170)^2 - 8 \cdot 10^2} = 292,93 \text{ мм}.$$

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

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{10}{292,93} = 3,9^\circ.$$

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

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

$$\alpha = (180 - 4,9) = 175,1^\circ.$$

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

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

$$U = \frac{1000 \cdot 25,12}{1000} = 25,12 \text{ с}^{-1}.$$

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

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

$$d_e = 160(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,14)}) = 166,5 \text{ мм}.$$

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

$$z_1 - z_2: \text{ передаточное отношение} - i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2500}{2000} = 1,25 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{630}{500} = 1,26 \quad (\text{см. рисунок 4 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^{-1} = 1,26$$

– по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем  $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,26$ ,  $\sum z = 90$ ,  $z_1 = 40$  [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 90 - 40 = 50.$$

3) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \text{ передаточное отношение} - i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2000}{2000} = 1 \quad \text{или} \quad i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{500}{500} = 1$$

(см. рисунок 4 – График частот вращения шпинделя),  $\varphi^0 = 1$  – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем  $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1$ ,  $\sum z = 100$ ,  $z_3 = 50$  [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \sum z - z_3 = 100 - 50 = 50;$$

$z_5 - z_6$ : передаточное отношение —  $i_{зп(z5-z6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2000}{500} = 4$  или

$i_{зп(z5-z6)} = \frac{500}{125} = 4$  (см. рисунок 4 – График частот вращения шпинделя),  $\varphi^{-6} = 4$  – по

таблице 5 [1, с. 23],

принимаем  $i_{зп(z5-z6)} = 3,98$ ,  $\sum z = 100$ ,  $z_5 = 20$  [1, с. 40–46, т. 7], следовательно  
 $z_5 = \sum z - z_5 = 100 - 20 = 80$ ;

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].

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

## 2.3 Кинематическая схема привода главного движения

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

На рисунке 6 представлена схема кинематическая разрабатываемого привода главного движения станка ( $d$  – диаметры шкивов,  $z$  – числа зубьев колес).

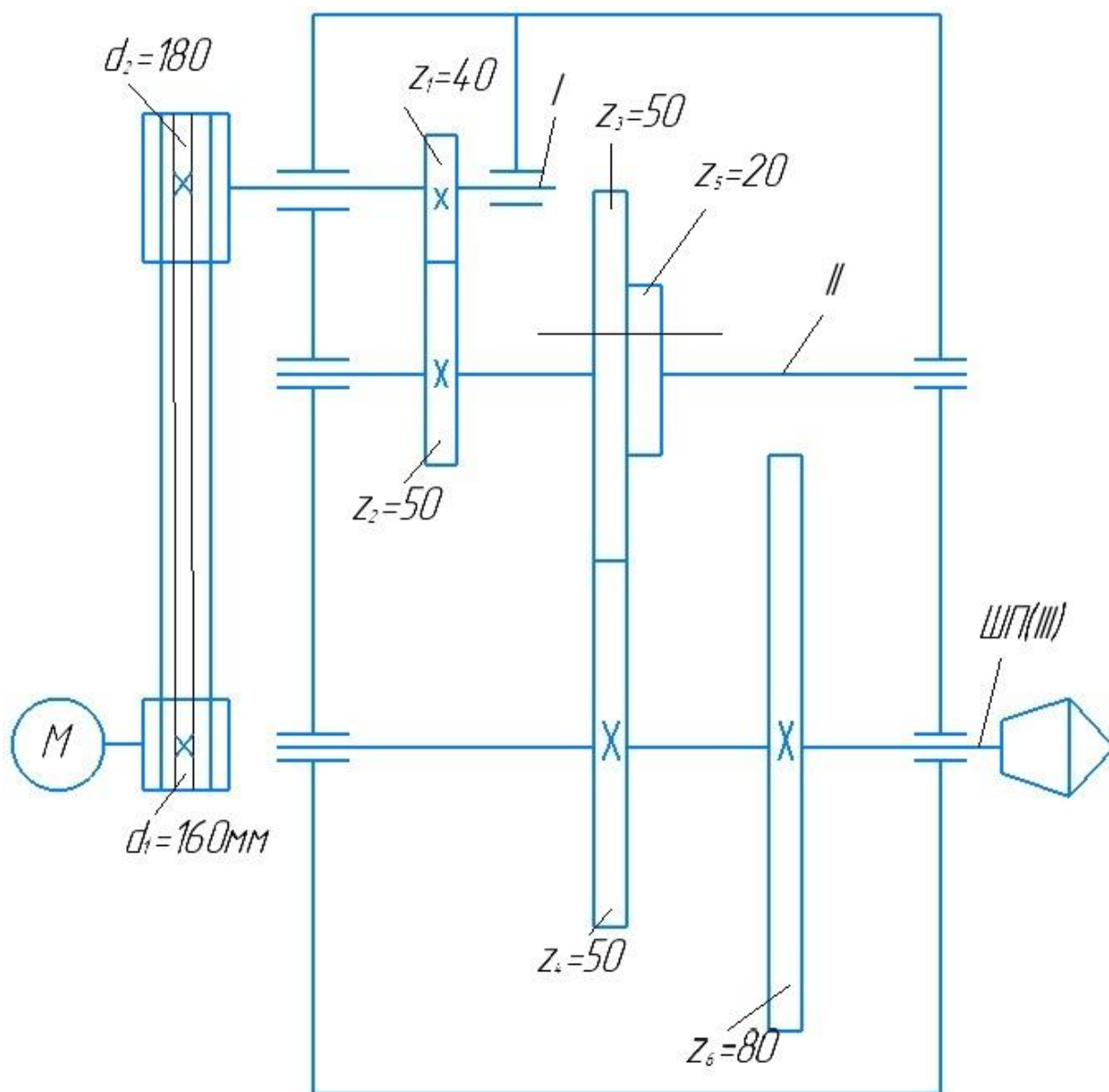


Рисунок 6 – Схема кинематическая привода главного движения станка  
(окончательный вариант)

## 2.4 Эскизное оформление привода главного движения

### 2.4.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} \left( R_{\text{п}}^{\frac{1}{3}} \dots R_{\text{п}}^{\frac{1}{4}} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 40 \left( 50^{\frac{1}{3}} \dots 50^{\frac{1}{4}} \right) = (147,2 \dots 106) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем  $n_{\text{шп расч}} = 125 \text{ мин}^{-1}$ .

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

$$n_{\text{шп расч}} = 125 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{II}} = 500 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{I}} = 630 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 5,2 \text{ кВт},$$

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

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

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 4,89 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 4,89 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,7 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 4,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,51 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{4,89}{630} = 74,13 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{4,7}{500} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{4,51}{125} = 344,56 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

#### 2.4.2 Модули зубьев в передачах

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

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

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

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

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

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

$d_{\omega}$  – 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  $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ ;

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

$M_k$  – 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;

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

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

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

$K_m$  – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 18ХГТ с термообработкой:

Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения  $\sigma_{HP} = 1150$  МПа,  $\sigma_{FP} = 300$  МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$ :  $z_1 = 40$ ,  $i_{3п(z1-z2)} = 1,26$ ,  $M_{kl} = 71,24$  Н·м,  $K_d = 770$  МПа<sup>1/3</sup>,  $\psi_{bd} = 0,4$ ,  
 $K_{H\beta} = 1,12$ ,  $K_{F\beta} = 1,2$ ,  $\sigma_{HP} = 1150$  МПа,  $\sigma_{FP} = 300$  МПа,  $Y_F = 3,78$ ,

$$m_k = \frac{770}{40} \cdot \sqrt[3]{\frac{74,13 \cdot 1,12 \cdot (1,26 + 1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,25 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{74,13 \cdot 1,2 \cdot 3,78}{40^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 1,68 \text{ мм},$$

принимаем  $m = 2$  мм,

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

переборная группа (двойной блок):

$$z_3 - z_4: \quad z_3 = 50, \quad i_{3n(z3-z4)} = 1, \quad M_{кшп} = 344,56 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,65,$$

$$m_k = \frac{770}{50} \cdot \sqrt[3]{\frac{344,56 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,69 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{344,56 \cdot 1,2 \cdot 3,65}{50^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,38 \text{ мм},$$

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

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 20, \quad i_{3n(z5-z6)} = 4, \quad M_{кшп} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,08,$$

$$m_k = \frac{770}{20} \cdot \sqrt[3]{\frac{89,77 \cdot 1,12 \cdot (4+1)}{4 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,31 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{89,77 \cdot 1,2 \cdot 4,08}{20^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,94 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем  $m = 3 \text{ мм}$

.

### 2.4.3 Диаметры валов

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

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

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

$P_i$  — мощность, передаваемая валом, кВт;

$n_{i \min}$  — частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Следовательно,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{4,89}{630}} = 32,67 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{4,7}{500}} = 32,33 \text{ мм},$$

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой  $d_{\text{шп min}}$  (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 7) [1, с. 87]:

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп min}} = 5,2 / (0,15 \dots 0,35) = (33,33 \dots 14,29) \text{ мм},$$

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

Вылет переднего конца шпинделя  $a$  (см. рисунок 7) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист – Компонировка привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1) [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)  $d_{\text{пк}} = 110 \text{ мм}$ .

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

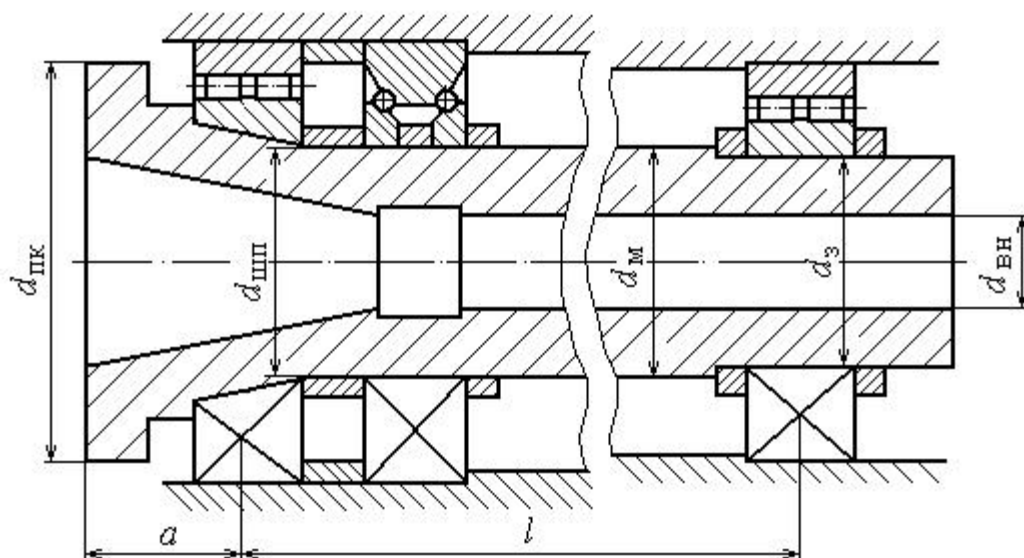


Рисунок 7 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 7) [1, с. 88]:

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

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

принимаем (ориентировочно)  $d_{\text{м min}} = 95 \text{ мм}$  .

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 7) [1, с. 88]:

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

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

принимаем (ориентировочно)  $d_{\text{з min}} = 85 \text{ мм}$  .

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 2ПО180L –  $d_{\text{лд}} = 42$  .

## 2.4.4 Определение межцентровых расстояний между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 8) [1, с. 86]:

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

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

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

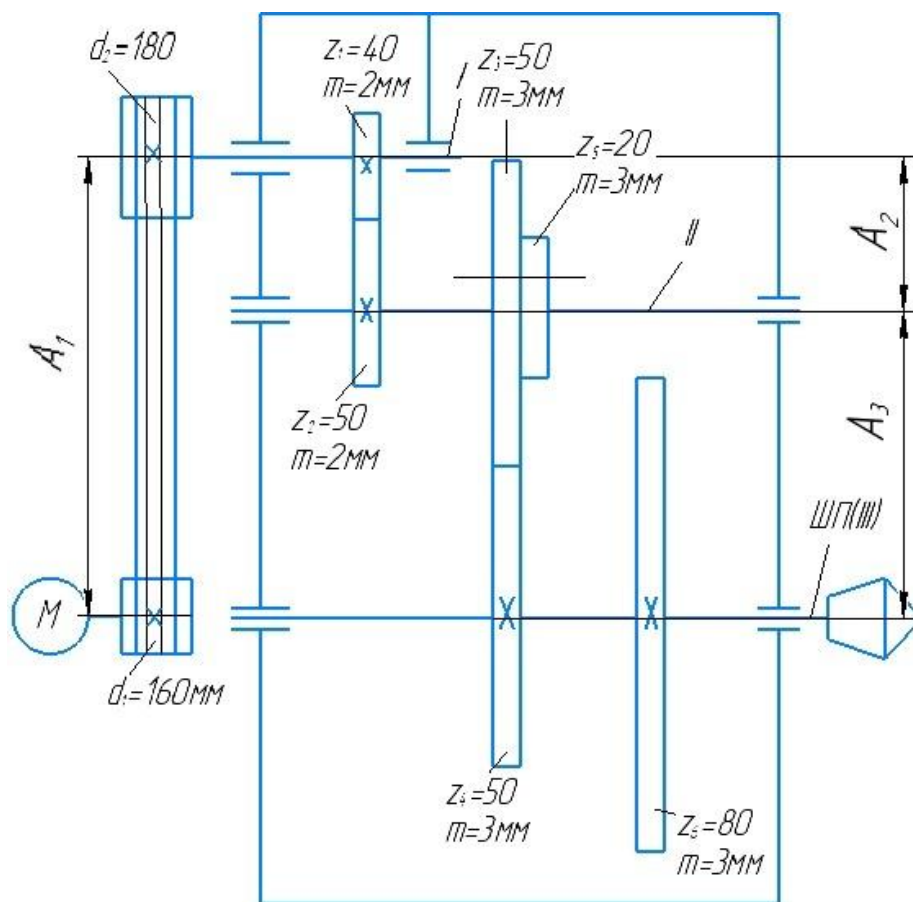


Рисунок 8 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше):  $A_1 = 360,75 \text{ мм}$ .

Определяем межцентровое расстояние  $A_2$  между валом I и II (см. рисунок 8):

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

$$A_2 = \frac{2}{2}(40 + 50) = 90 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние  $A_3$  между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 8):

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

$$A_3 = \frac{3}{2}(50 + 50) = \frac{3}{2}(80 + 20) = 150 \text{ мм}.$$

#### 2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где  $m$  – модуль колеса;

$z$  – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 40, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм},$$

$$d_a = 80 + 2 \cdot 2 = 84 \text{ мм},$$

$$d_f = 80 - 2,5 \cdot 2 = 75 \text{ мм},$$

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

принимаем  $b = 20_{\text{мм}}$ .

$$z_2 = 50, m = 2_{\text{мм}},$$

$$d = 2 \cdot 50 = 100_{\text{мм}},$$

$$d_a = 100 + 2 \cdot 2 = 104_{\text{мм}},$$

$$d_f = 100 - 2,5 \cdot 2 = 95_{\text{мм}},$$

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

принимаем  $b = 20_{\text{мм}}$ .

$$z_3 = 50, m = 3_{\text{мм}},$$

$$d = 3 \cdot 50 = 150_{\text{мм}},$$

$$d_a = 150 + 2 \cdot 3 = 156_{\text{мм}},$$

$$d_f = 150 - 2,5 \cdot 3 = 142,5_{\text{мм}},$$

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

принимаем  $b = 30_{\text{мм}}$ .

$$z_4 = 50, m = 3_{\text{мм}},$$

$$d = 3 \cdot 50 = 150_{\text{мм}},$$

$$d_a = 150 + 2 \cdot 3 = 156_{\text{мм}},$$

$$d_f = 150 - 2,5 \cdot 3 = 142,5_{\text{мм}},$$

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

принимаем  $b = 30_{\text{мм}}$ .

$$z_5 = 20, m = 3_{\text{мм}},$$

$$d = 3 \cdot 20 = 60_{\text{мм}},$$

$$d_a = 60 + 2 \cdot 3 = 66_{\text{мм}},$$

$$d_f = 60 - 2,5 \cdot 3 = 52,5_{\text{мм}},$$

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

принимаем  $b = 30_{\text{мм}}$ .

$$z_6 = 80, m = 3_{\text{мм}},$$

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

$$d = 3 \cdot 80 = 240 \text{ мм} ,$$

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

$$d_f = 240 - 2,5 \cdot 3 = 232,5 \text{ мм} ,$$

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

принимаем  $b = 30 \text{ мм}$  .

#### 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 [1, с. 89–90, т. 20].

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

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 9) [1, с. 89–90, т. 20]:

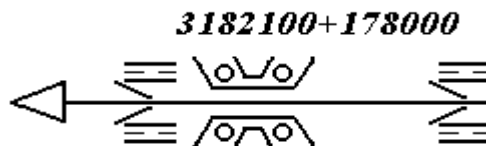


Рисунок 9 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

### 3 Силовой расчет привода главного движения

#### 3.1 Расчет валов на прочность

##### Расчет вала I (рисунок 10)

Данные для расчета: крутящий момент  $M_{кр}=74,13$  Нм; делительный диаметр колеса  $z_1, d=100$  мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил:  $a=0,0395$  м;  $b=0,0395$  м;  $c=0,07$  м;

Определяем окружную силу  $P_x$  [1, с. 22]:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 74,13}{0,1} = 1482,6 \text{ Н.}$$

Определяем радиальную силу  $P_y$  [1, с. 22]:

$$P_y = 0,5 \cdot P_x = 741,3 \text{ Н.}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q = 1,1 \cdot P_x$$

$$Q = 1630,86 \text{ Н.}$$

Определяем силу  $F_p$ , действующую на вал от ременной передачи [3, с. 119]:

$$F_p = 50 \cdot \sqrt{T}$$

где  $T=74,13$  Нм – крутящий момент на валу;

$$F_p = 50 \cdot \sqrt{74,13} = 430,49 \text{ Н.}$$

Определяем реакции опор в плоскостях  $X$  и  $Y$ :

Опора  $A$ :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,0395 \cdot 741,3}{0,0395 + 0,0395} = 370,65 \text{ Н.}$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,0395 \cdot 1482,6}{0,0395 + 0,0395} = 741,3 \text{ Н.}$$

Опора  $B$ :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,0395 \cdot 741,3}{0,0395 + 0,0395} = 370,65 \text{ Н}.$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,0395 \cdot 1482,6}{0,0395 + 0,0395} = 741,3 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы  $F_p$ :

$$A_p = \frac{F_p \cdot (a + b + c)}{a + b} = 811,94 \text{ Н}.$$

$$B_p = \frac{F_p \cdot c}{a + b} = 381,44 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_p = 1336,19 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_p = 1210,24 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

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

$$M_{z1}^x = A_x \cdot b = 370,65 \cdot 0,0395 = 14,64 \text{ Нм}$$

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

$$M_{z2}^y = A_y \cdot a = 741,3 \cdot 0,0395 = 29,28 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент от силы  $F_p$  (рис. 10, г):

$$M_{z3}^M = F_p \cdot c = 430,49 \cdot 0,07 = 30,13 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_c^p = B_p \cdot a = 381,44 \cdot 0,0395 = 15,06 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^p = 62,86 \text{ Нм}$$

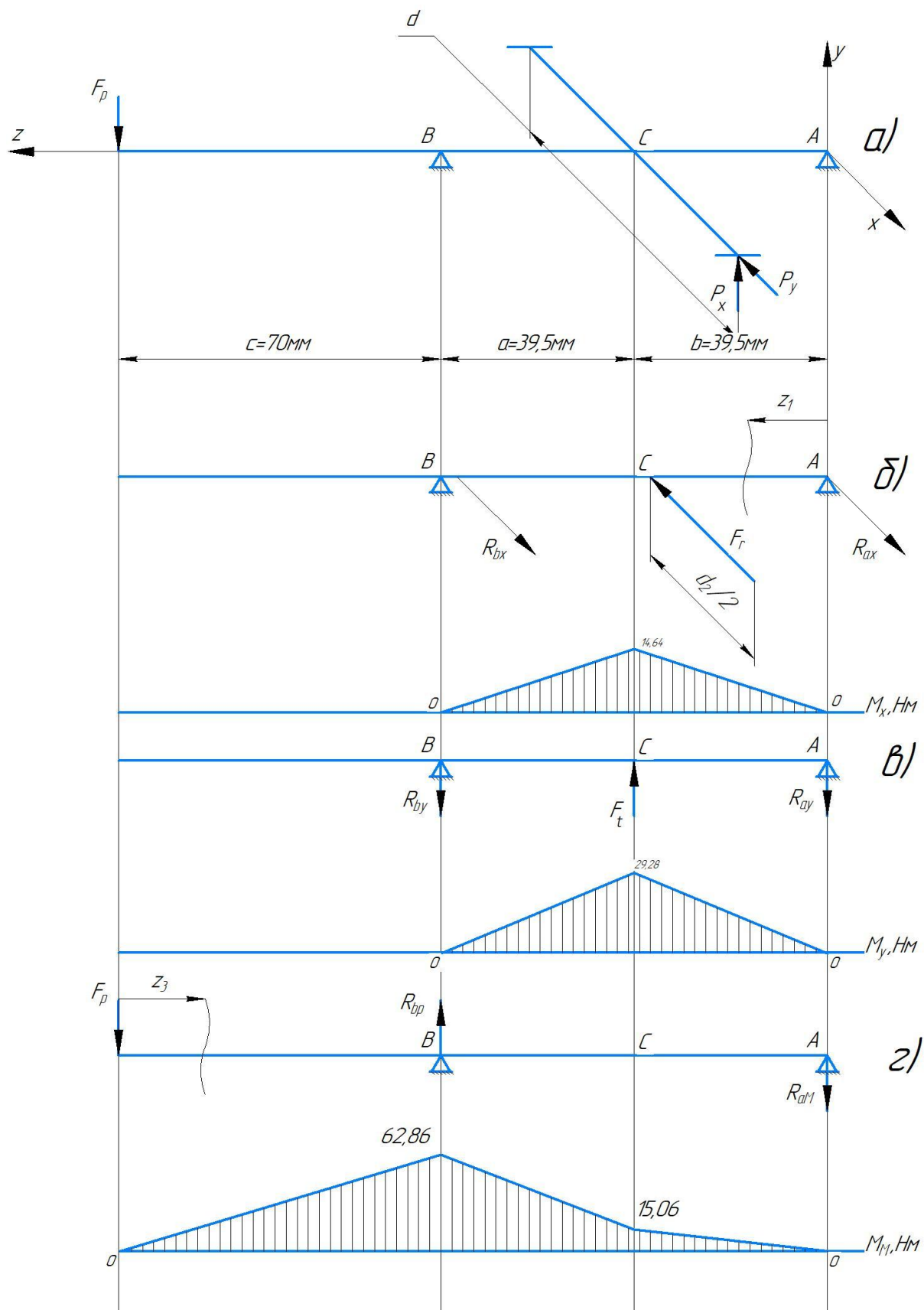


Рисунок 10. Эпюры моментов для вала I.

1. Принимает материал вала – сталь 40ХН:  $\sigma = 195 \cdot 10^6 \text{ Па}$ .

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{62,86^2 + 0,5 \cdot 74,13^2}}{195 \cdot 10^6} = \frac{81,84}{195 \cdot 10^6} = 4,19 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3$$

где  $W$  – момент сопротивления в опасном сечении,  $\text{мм}^3$ ;

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,41}{3,14}} = 16,1 \text{ мм}$$

$16,1 \text{ мм} < 40 \text{ мм}$ , следовательно условие выполняется.

Расчет вала II (рисунок 11)

Данные для расчета: крутящий момент  $M_{кр}=89,77$  Нм; делительный диаметр колеса  $z_5$ ,  $d=60\text{мм}$ ; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил:  $a=0,254$  м;  $b=0,120$  м;  $c=0,0395$  м;

Определяем окружную силу  $P_x$  [1, с. 22]:

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 89,77}{0,06} = 2992,33 \text{ Н}$$

Определяем радиальную силу  $P_y$  [1, с. 22]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 2992,33 = 1496,16 \text{ Н}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 2992,33 = 3291,56 \text{ Н}$$

Определяем силу  $F_I$ , действующую на II вал от зубчатой передачи  $z_1$ - $z_2$  [3, с. 118]:

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

$$F_I = \sqrt{1482,6^2 + 741,3^2} = 1657,59 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях  $X$  и  $Y$ :

Опора  $A$ :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,254 \cdot 1496,16 - 0,0395 \cdot 741,3}{0,254 + 0,120} = 947,95 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,254 \cdot 2992,33 - 0,0395 \cdot 1482,6}{0,254 + 0,120} = 1875,64 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,120 \cdot 1496,16 - 0,0395 \cdot 741,3}{0,254 + 0,120} = 401,76 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,120 \cdot 2992,33 + 0,0395 \cdot 1482,6}{0,254 + 0,120} = 1116,68 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы  $F_I$ :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{1657,59 \cdot (0,254 + 0,120 - 0,0395)}{0,254 + 0,120} = 1482,52 \text{ Н}$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{1657,59 \cdot 0,0395}{0,254 + 0,120} = 2148,12 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{947,95^2 + 1875,64^2} + 1482,52 = 3584,1 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{401,76^2 + 1116,68^2} + 2148,12 = 3334,87 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (рис. 11, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 947,95 \cdot 0,254 = 240,78 \text{ Нм}$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 401,76 \cdot 0,120 = 48,21 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости (рис. 11, в):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 1875,64 \cdot 0,254 = 476,41 \text{ Нм}$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 1116,68 \cdot 0,0395 = 44,1 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент от силы  $F_I$  (рис. 11, г):

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -1657,59 \cdot 0,0395 = -65,48 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 1482,52 \cdot 0,254 = 376,56 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{240,78^2 + 476,41^2} + 376,56 = 910,36 \text{ Нм}$$

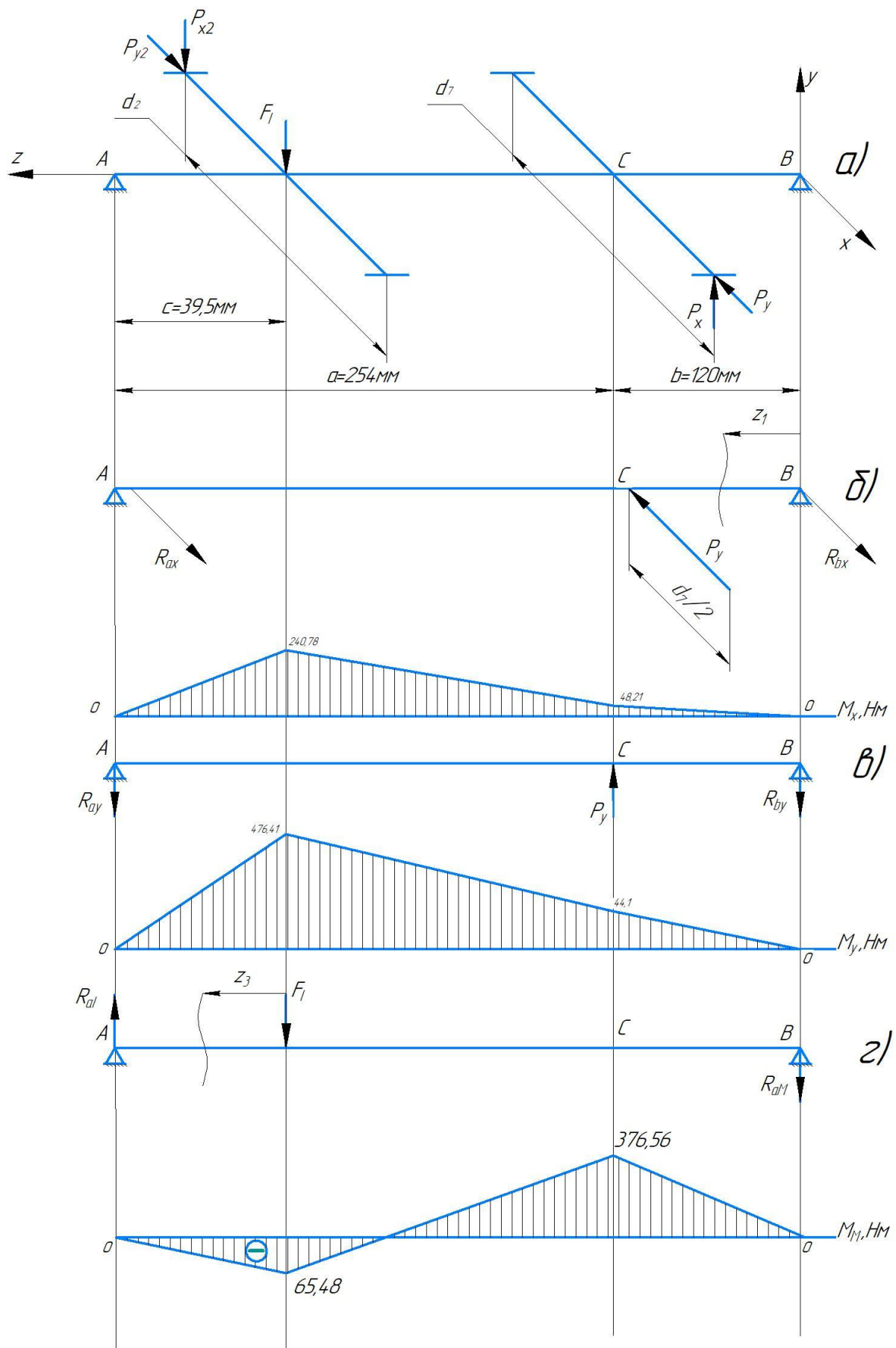


Рисунок 11. Эпюры моментов для вала II.

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{910,36^2 + 0,5 \cdot 89,77^2}}{195 \cdot 10^6} = 46,78 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3$$

где  $W$  – момент сопротивления в опасном сечении,  $\text{мм}^3$ ;

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,46}{3,14}} = 16,8 \text{ мм}$$

16,8 мм < 40 мм, следовательно условие выполняется.

### 3.2 Расчет шпиндельного узла

Шпиндельный узел станка является конечным звеном привода главного движения и предназначен для крепления инструмента или приспособления с заготовкой. Шпиндельный узел состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. В шпинделе выделяют передний конец и межопорный участок.

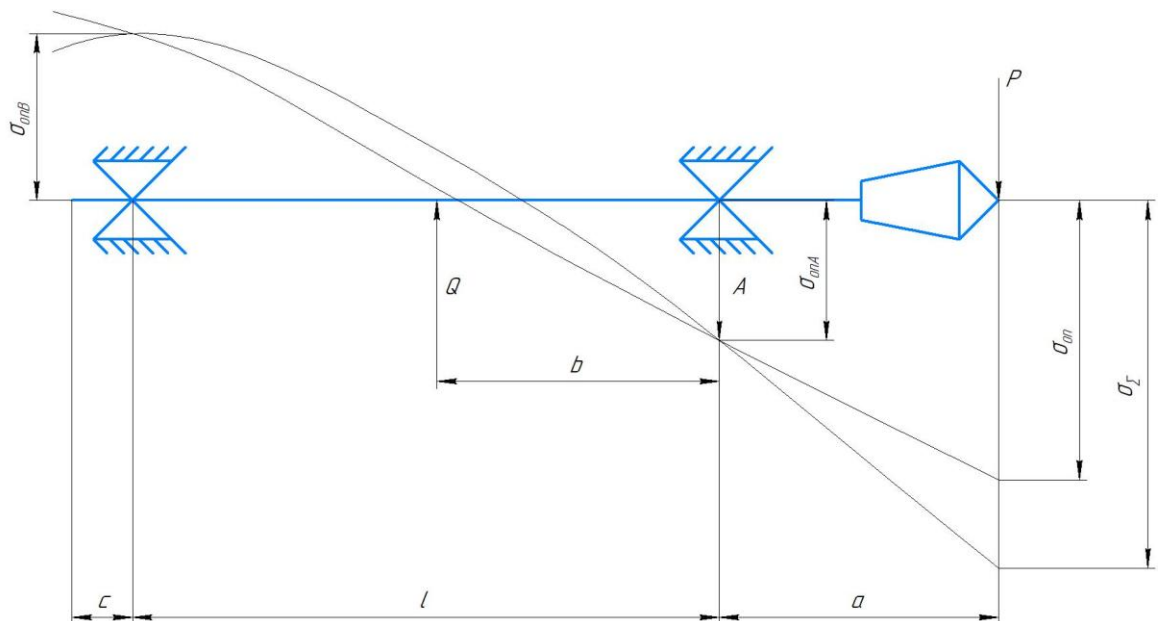


Рисунок 12 – Шпиндельный узел

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.

Радиальное упругое перемещение  $\delta_\Sigma$ , 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;  $a=80$  мм.

$b$  – расстояние от приводного элемента до передней опоры;  $b=146$  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;  $l=403$  мм.

$j_A, j_B$ - радиальная жесткость передней и задней опоры (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38]);  
 $j_A=1,4 \cdot 10^6, j_B=0,9 \cdot 10^6$ ;

$P$  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)=4 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 обрабатываемой заготовки;  $D_{\max}=320$  мм.

$n_p$  – расчетная частота вращения заготовки;  $n_p=125$  об/мин.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 125}{1000} = 125,6 \text{ м/мин}$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 4}{125,6} = 1910,82 \text{ Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = 0,9J_1$$

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot d}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_1^4}{d^4}\right) = \frac{3,14 \cdot 92}{64} \cdot \left(1 - \frac{110^4}{90^4}\right) = 4,51 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

$$J_1 = \frac{4,51 \cdot 10^5}{0,9} = 5,01 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

Определяем составляющую силы  $Q$ , силы действующей от III вала:

$$Q = \sqrt{P_{x2}^2 + P_{y2}^2} = \sqrt{2992,33^2 + 1496,16^2} = 3345,52 \text{ Н}$$

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

$$\begin{aligned} \delta_\Sigma &= P \cdot \left[ \frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\xi) + j_b (l + a(1-\xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] - \\ &- Q(1-\xi) \cdot \left[ \frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right] \\ \delta_\Sigma &= 1910,82 \cdot \left[ \frac{80^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6} + \frac{403 \cdot 80^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6} + \right. \\ &\left. \frac{1,4 \cdot 10^6 \cdot 80^2 \cdot (1-0,45) + 0,9 \cdot 10^6 (403 + 80 \cdot (1-0,45))^2}{1,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 403^2} \right] - \\ &- 3345,52 \cdot (1-0,45) \cdot \left[ \frac{0,55 \cdot 10^6 (403+80)(403-80) - 0,7 \cdot 10^6}{1,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 80^2} - \right. \\ &\left. - \frac{80}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6 \cdot 403} (146^3 + 2 \cdot 403^2 \cdot 146 - 3 \cdot 403 \cdot 146^2) \right] = \\ &= 1910,82 \cdot [0,000000229] - 3345,52 \cdot (1-0,45) \cdot [0,0000001] = -0,0014 \text{ мм} = -1,4 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

Определяем угол поворота  $\Theta_A$ , рад, сечения шпинделя в передней опоре:

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

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6} \cdot \left( 1910,82 \cdot 80 \cdot 403 - \frac{3345,52}{2 \cdot 403} \cdot (403^3 - 2 \cdot 403^2 \cdot 146 - 3 \cdot 403 \cdot 146^2) \right) = 0,0000033 \text{ рад}$$

### 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  $j_{\text{max}}$ , Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами  $l_{\text{опт}}$ , мм,

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

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

где  $a$  — длина консоли, мм;

$J_2, J_1$  — моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм<sup>4</sup>.

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{80}{3 \cdot 80} = 0,33$$

$$\chi = \frac{4,51 \cdot 10^5}{5,01 \cdot 10^5} = 0,9$$

$$j_{\text{max}} = \frac{1,4 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,33)(1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{1,4 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 10^6})} = 3,98 \cdot 10^5$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$2,05 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,4 \cdot 10^6}{1 + 0,33} = 2,03 \cdot 10^5$$

Условие выполняется.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

### 3.4 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, принимаемый 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];

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

$\varepsilon_\alpha$  – 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  $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$ ;

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$ :  $z_1 = 40$ ,  $z_2 = 50$   $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,25$ ,  $M_{kl} = 74,13 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ ,  $\psi_{bd} = 0,4$ ,

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

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{40} + \frac{1}{50} \right) \right] = 1,7,$$

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

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 74,13 \cdot (1,25 + 1)}{20 \cdot 1,25}} = 584,06 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 74,13 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 40} = 137,82 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

$$z_5 - z_6: z_5 = 20, z_6 = 80 \quad i_{3n(z5-z6)} = 4, M_{kl} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

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

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{80} \right) \right] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{80} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 89,77 \cdot (4 + 1)}{30 \cdot 4}} = 546,66 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 89,77 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 20} = 98,9 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа},$$

### 3.5 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.

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

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

где  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·м;

$K_z = 0,7 \dots 0,8$  – 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;

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

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

Шлицы на (I) валу:  $T = 74,13 \text{ Нм}$ ;  $z = 7$ ;  $h = 1,2 \text{ мм}$ ;  $l = 20 \text{ мм}$ ;  $d_{ср} = 38 \text{ мм}$ .

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 74,13}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 20} = 25,4 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 20 \dots 30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (II) валу:  $T = 89,77 \text{ Нм}$ ;  $z = 7$ ;  $h = 1,2 \text{ мм}$ ;  $l = 90 \text{ мм}$ ;  $d_{ср} = 38 \text{ мм}$ .

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 89,77}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 90} = 6,84 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 20 \dots 30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (III) валу:  $T = 344,56 \text{ Нм}$ ;  $z = 10$ ;  $h = 1,2 \text{ мм}$ ;  $l = 30 \text{ мм}$ ;  $d_{ср} = 95 \text{ мм}$ .

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 344,56}{0,8 \cdot 12 \cdot 1,2 \cdot 95 \cdot 30} = 20,98 \text{ МПа} = [\sigma_{см}] = 20 \dots 30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

## 4 Проектирование revolverной головки

### 4.1 Принцип работы revolverной головки и общие сведения

Revolverные головки устанавливаются на суппорт токарного станка и обеспечивает крепление оправок резцов. Количество позиций revolverной головки может быть различным - 6, 8, 12, реже больше. Увеличение количества мест для крепления инструмента, зачастую, невозможно без уменьшения сечения оправки. В каждую позицию возможна установка резцов, сверл, метчиков.

Конструкция головки и осей подач позволяет обрабатывать деталь в осевом и радиальном направлении к оси заготовки. Различные инструменты, производя смену и перемещение по программе производят необходимые технологические операции.

Revolverная головка токарного станка с ЧПУ содержит в себе, как правило, 1 электропривод, обеспечивающий как смену позиции, так и фиксацию диска. Устройство revolverных головок токарных станков с ЧПУ позволяет производить смену позиции инструмента по кратчайшему расстоянию. После выбора активного инструмента также важным является возможность подачи СОЖ с индивидуальной регулировкой под каждый вылет режущего инструмента.

Около 70% заготовок могут быть обработаны, всего восемью инструментами, а при наличии 13 инструментов – можно обработать более 95% заготовок.

Конструкция механизма 6-позиционной revolverной головки в которую ставится сменный блок представлена на рисунке 13.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

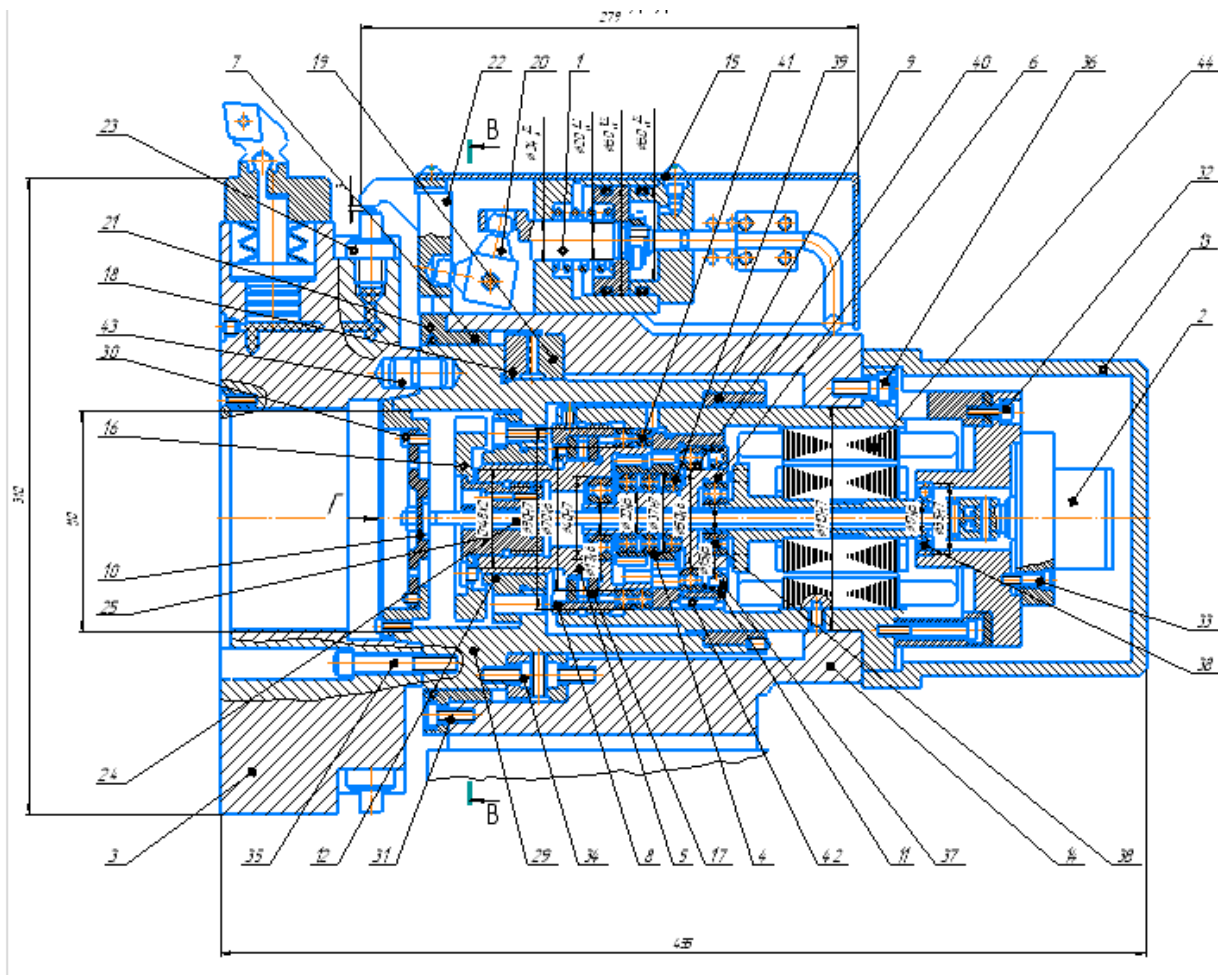


Рисунок 13 – Револьверная головка со сменными  
резцовыми блоками

Движение от электродвигателя 1, встроенного в гильзу 2 корпуса 3, при помощи поводковой муфты 4 передается на водило 5 и блок сателлитов 6 планетарного редуктора. Один из блоков зацепляется с неподвижным зубчатом колесом 7, а другой – с подвижным зубчатым колесом 8, на ступице которого имеется трапецеидальная резьбовая нарезка, а на торце – зубчатая муфта. При помощи зубчатой муфты и резьбовой втулки 9 зубчатое колесо 8 соединяется с кулачком 10 управления индексацией диска головки. Колесо 8 установлено на бронзовые полукольца 11 и подшипники 12, 13. С резьбой на ступице колеса 8 сопрягается гайка 14, прикрепленная к шпинделю 15 револьверной головки, благодаря чему шпиндель может совершать вращательное и поступательное движения. На шпинделе закреплены диск 16 револьверной головки и

фиксирующая полумуфта 17 круговым зубом. Вторая полумуфта 18 закреплена на корпусе 3 головки. Сцепление полумуфт контролируется конечным выключателем (на рисунке не показан).

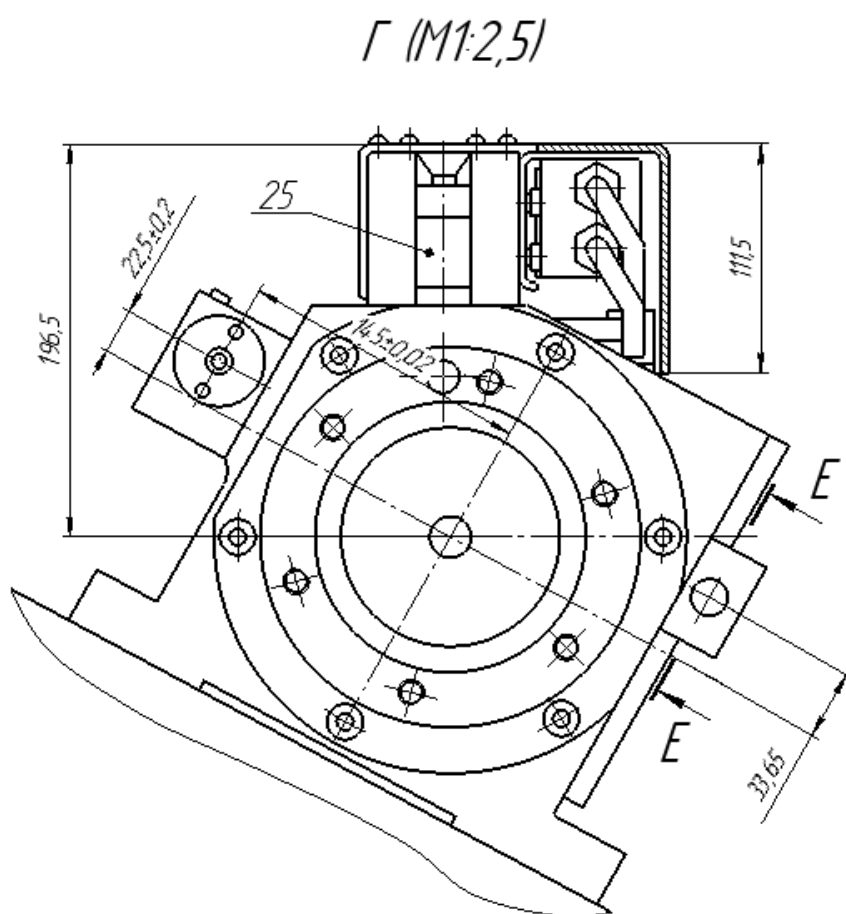


Рисунок 14

На торце гильзы 2 установлен датчик 19 углового положения инструментального диска, который соединен со шпинделем 15 при помощи валика 20. Датчик защищен кожухом 21.

На корпусе 3 смонтирован рычажный механизм разжима инструментального блока 22 в позиции смены его режущей части.

При подаче давления в рабочую полость гидроцилиндра 23 его шток посредством рычага 24 воздействует на прижим 25, который утапливает плунжер

26, установленный в корпусе диска 16. Плунжер 26 давит на гидропласт, заполняющий полость под основанием инструментального блока 22; пружины 27 сжимаются, освобождая режущую часть 28 инструмента. Индексация 6-позиционного диска револьверной головки в необходимом угловом положении осуществляется специальными фиксаторами 29, которые под действием кулачка 10 и пружин 30 западают в пазы втулки 31, установленной в корпусе 3 головки. Относительный поворот кулачка 10 и шпинделя 15 головки ограничивается упором 32.

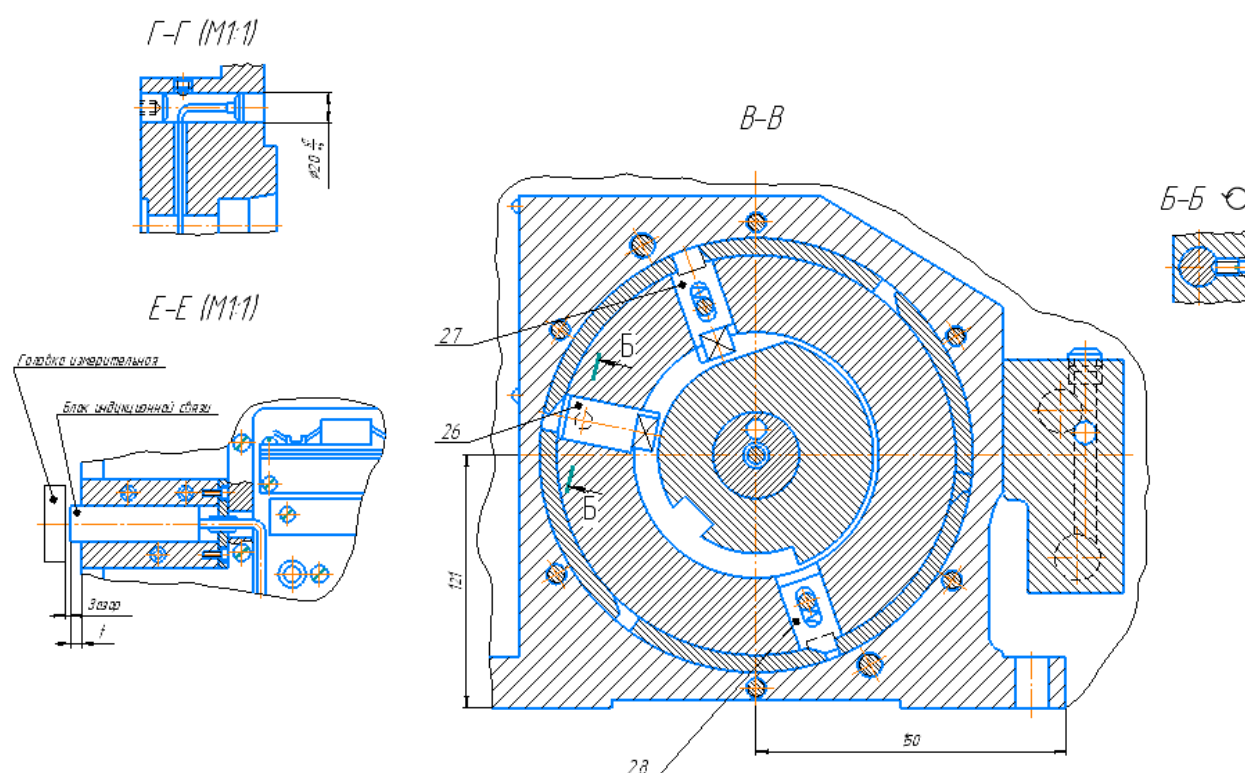


Рисунок 15

Включение подачи СОЖ на инструментальные блоки 22 осуществляется при нажатии толкателем 33 клапана 34 при фиксации диска 16 в рабочей позиции. Коллектор 35 для подачи СОЖ крепится к корпусу 3 револьверной головки. Револьверная головка работает по следующему циклу: расцепление полумуфт 17 и 18 при пуске двигателя 1 за счет выдвижения гайки 14 относительно ступицы колеса 8; поворот инструментального диска 16 до

заданной позиции, контролируемой датчиком 19, с последующим реверсированием двигателя; предварительная фиксация диска под действием кулачка 10; сцепление полумуфт 17 и 18 за счет взаимодействия резьб у деталях 8 и 14; сжатие полумуфт 17 и 18 с заданным усилием, определяемым установкой реле тока в цепи отключения двигателя 1.

#### 4.2 Кинематический расчет револьверной головки

Исходные данные для расчета:

- наружный диаметр и высота инструментального диска  $D = 290 \text{ мм}$ ,  $H = 80 \text{ мм}$ ;
- число позиций  $N = 6$ ;
- параметры движения инструментального диска:  $\omega = 1,05 \text{ с}^{-1}$ ,  $\varepsilon = 15 \text{ с}^{-1}$ .

Определяем передаточное отношение механизма:

$$i_M = \frac{\omega}{\omega_D},$$

где  $\omega$  – частота вращения диска;

$\omega_D$  – частота вращения двигателя,

$$\omega_D = \frac{\pi \cdot n_D}{30},$$

принимаем  $n_D = 1460 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения двигателя.

Тогда,

$$i_M = \frac{1}{146} = 0,0068.$$

В механизме привода используется планетарный редуктор, состоящий из двух солнечных зубчатых колес  $z_1$ ,  $z_2$  и общей сателлитной шестерни  $z_C$ .

Зацепление колес обеспечивается при условии (за счет корригирования зубьев):

$$z_2 = z_1 + 1.$$

При остановленном центральном колесе  $z_2$  определяем передаточное отношение планетарного редуктора:

$$i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 - \frac{z_2}{z_1} = \frac{-1}{z_1},$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость колеса  $z_1$ , и соответственно главного вала револьверной головки;

$\omega_h$  – угловая скорость водила, жестко связанного с зубчатым колесом  $z_1$ .

Определяем передаточное отношение редуктора при остановленном центральном колесе  $z_1$ :

$$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_h} = 1 - \frac{z_1}{z_2} = \frac{-1}{z_2},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость центрального колеса  $z_2$ , и соответственно механизма фиксации инструментального диска.

Принимаем  $z_1 = 40$  и  $z_2 = 41$ , тогда,

$$i_1 = \frac{-1}{40} = -0,025,$$

$$i_2 = \frac{1}{41} = 0,0244.$$

Определяем КПД планетарного редуктора (при повороте инструментального диска):

$$\eta_1 = \frac{i_1}{1 - \frac{1}{\eta} \cdot (1 - i_1)},$$

где  $\eta = 0,98$  – КПД зубчатой передачи.

Тогда,

$$\eta_1 = \frac{-0,025}{1 - \frac{1}{0,98} \cdot (1 - (-0,025))} = 0,54.$$

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Определяем КПД редуктора (при зажиме инструментального диска):

$$\eta_2 = \frac{i_2}{1 - \eta \cdot (1 - i_2)}.$$

Тогда,

$$\eta_2 = \frac{0,0244}{1 - 0,98 \cdot (1 - 0,0244)} = 0,55.$$

Выбор электродвигателя привода револьверной головки осуществляется в соответствии со схемой нагружения механизма при выполнении операции зажима инструментального диска.

Определяем момент на центральном колесе:

$$M_{кр} = (F_{окр} + F) \cdot R + M_{тр},$$

где  $F_{окр}$  – окружная сила;

$R$  – радиус круговой траектории ролика;

$M_{тр} = 61,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – момент трения [7].

Определяем окружную силу  $F_{окр}$  по формуле:

$$F_{окр} = F_{пруж} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $F_{пруж}$  – сила сопротивления возвратной пружины,  $F_{пруж} = 55,4 \text{ кН}$  [7];

$\alpha = 2^\circ 30'$  – угол подъема профиля [7].

Следовательно,

$$F_{окр} = 55,4 \cdot \operatorname{tg} 2^\circ 30' = 2,44 \text{ кН}.$$

Определяем силу трения качения  $F$ :

$$F = \frac{2 \cdot k \cdot F_3}{d_p},$$

где  $k = 0,01 \text{ мм}$  – коэффициент трения [7];

$F_3 = 55,4 \text{ кН}$  – сила зажима [7].

Тогда,

$$F = \frac{2 \cdot 0,01 \cdot 55,4}{48} = 0,02 \text{ кН}.$$

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Таким образом,

$$M_{кр} = (2,44 + 0,02) \cdot 50 + 61,2 = 184 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем момент на двигателе из соотношения, учитывающего передаточное отношение планетарного редуктора и его КПД:

$$M_{д} = \frac{M_{кр} \cdot i_2}{\eta_2},$$

$$M_{д} = \frac{184 \cdot 0,0244}{0,55} = 8,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем асинхронный двигатель типа 4А71А4У3, у которого  $P_{н}=0,55$  кВт (номинальная мощность),  $k_m=3$  (коэффициент перегрузки по моменту),  $n_n=1460 \text{ мин}^{-1}$  (номинальная частота вращения).

Определяем максимальный пусковой момент:

$$M_{п} = 9550 \cdot \frac{k_m \cdot P_{н}}{n_{д}},$$

$$M_{п} = 9550 \cdot \frac{0,55 \cdot 3}{1460} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Условие  $M_{п} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_{д} = 8,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$  выполняется, следовательно, электродвигатель привода револьверной головки выбран верно.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

## Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы было выполнено проектирование привода главного движения станка токарного патронно-центрового с ЧПУ по типу модели 16Б16Т1, а также разработана конструкция 6-ти позиционной револьверной головки со сменными резцовыми блоками.

Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

## Список использованной литературы

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

станочных модулей и 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 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |

Приложение Б – Спецификации

|      |      |          |         |      |                         |      |
|------|------|----------|---------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |         |      | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | Лист |
|      |      |          |         |      |                         |      |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                         |      |