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 фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6906 ВМФ2

ПГУ 15.03.02. 14.00.00ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 16МС1 — 26.06.2020 (подпись, дата) — Шуйканов А.В. (фамилия, инициалы)

Руководитель — 23.06.2020 (подпись, дата) — Липов А.В. (фамилия, инициалы)

Нормоконтролер — (подпись, дата) — Кочетков Д.В. (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 26.06.2020 № 9)

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

Пенза 2020

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой КПТО А.В. Липов

«15» июня 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

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

Шушпанов Александр Вадимович

2. Руководитель бакалаврской работы Липов А.В.

3. Время проектирования с 27.05 2020 г. по 08.07 2020 г.

4. Место преддипломной практики Каф. КПТО ФГБОУ ВО ПГУ

5. Тема бакалаврской работы

Модернизация горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6906ВМФ2

Тема утверждена приказом ПГУ № 358/0 от 12.05 2020 г.

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

1. Модернизировать коробку скоростей по следующим исходным данным: диапазон регулирования привода - 90; минимальная частота вращения шпинделя - 80 мин; мощность резания - 7 кВт.
2. Разработать конструкцию глобоидного стола.

7. Объем и содержание основной части работы

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

Описание конструкции и принципа работы базового станка. Кинематический расчет привода главного движения: разработка кинематической схемы, определение чисел зубьев. Силовой расчет привода главного движения: расчет валов, зубчатых колес, шпинделя, шлицевых и шпоночных соединений. Разработка конструкции глобоидного стола, расчет червячной передачи механизма поворота.

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

Общий вид станка 1 л ФА1
Кинематическая схема станка и 1 л ФА1
график чисел оборотов шпинделя
Развертка коробки скоростей 2 л ФА1
Сверка коробки скоростей 1 л ФА1
Глобоидный стол 3 л ФА1
8 л.

8. Особые требовании по выполнению разделов:

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы,%	Срок выполнения	Подпись руководителя
Общий вид станка	15%	29.05.2020	[подпись]
Кинематическая схема станка	10%	02.06.2020	[подпись]
Развертка коробки скоростей	25%	06.06.2020	[подпись]
Сверка коробки скоростей	10%	08.06.2020	[подпись]
Глобоидный стол	20%	11.06.2020	[подпись]
Оформление РПЗ	20%	15.06.2020	[подпись]

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

Руководитель работы [подпись]

«27» мая 2020г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Опоз. строена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта [подпись] С.Ю. Киреев

«___» _____ 2020 г.

Реферат

Пояснительная записка состоит из 71 листа формата А4, 13 рисунков, 2 таблицы, 15 источников литературы, 2 приложения. Графическая часть включает 4 листа А1, 2 листа А0.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, ПОВОРОТНЫЙ СТОЛ.

Объектом проектирования является модернизация горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6906ВМФ2.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2, построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межцентровые расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ПГУ 15.03.02.14.00.00ПЗ		
Разраб.		Шушпанов А.В.			Модернизация горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6906ВМФ2.	Лит. ВКР	Лист 2 / Листов 61
Провер.		Липов А.В.					
Н. контр.		Кочетков Д.В.				Каф. «КПТО», гр. 16МС1	
Утв.							

Содержание

Введение……...4
Задание на дипломное проектирование……...5
1 Описание станка,……7
2 График частот вращения шпинделя…….....9
3 Числа зубьев в передачах……...…16
4 Кинематическая схема привода главного движения…….....21
5 Эскизное оформление привода главного движения……..…...22
5.1 Кинематические и силовые характеристики……..…….…...22
5.2 Модули зубьев в передачах…….....23
5.3 Диаметры валов……...…..26
5.4 Межцентровые расстояния между валами….....28
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....30
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла…….....33
6. Силовой расчет привода главного движения……...34
6.1 Расчет валов на прочность……...…...34
6.2 Расчет шпиндельного узла……...40
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя……43
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес…….....45
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений…….…...49
6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений……...50
7. Расчёт глобоидного стола……...…….53
7.1 Описание стола... ……53
7.2 Расчёт червячной передачи механизма поворота…….…54
7.3 Определение геометрических размеров червячной передачи….56
7.4. Проверочный расчёт передачи на прочность……...58
Список использованной литературы…….……....61
Приложение А……...63
Приложение Б……...65

Введение

Современное машиностроение имеет высокий темп развития, появляются новые приспособления, механизмы, изобретают новые сплавы, увеличивают мощности и придумывают новые способы обработки изделий. Это позволяет сокращать время обработки и создавать более сложные изделия используя одну машину.

Для производства новых и улучшения старой продукции предприятиям нужно через время обновлять оборудование. В этом случае есть три возможности: покупка новых станков, покупка бывших в употреблении машин и модернизация. В зависимости от того какую цель преследует предприятие выбирают то что нужно. Однако новые станки хоть и обладают лучшими характеристиками, но имеют высокую цену. В свою очередь бывшее в употреблении, оборудование имеет относительно низкую стоимость, но так как оно уже использовалось в производстве подвержено износу. Модернизация более выгодный вариант т.к. менее затратная, однако для её осуществления нужны хорошие специалисты. Она может быть незначительной к примеру изменение позиционного поворотного стола на дискретный так и более крупные модернизации которые затрагивают большую часть системы такие как внедрение системы ЧПУ.

В данной выпускной квалификационной работе (ВКР) показана возможность модернизации станка модели 6906ВМФ2.

Задание на дипломное проектирование.

В данной ВКР необходимо выполнить модернизацию станка базовой модели 6906ВМФ2 в соответствии с заданием:

1) разработать конструкцию привода по следующим исходным данным:

Диапазон регулирования привода – 90

Минимальная частота вращения шпинделя - 80 $мин^{-1}$

Эффективная мощность резания 7 кВт.

2) разработка конструкции глобоидного стола

Для начала нужно определить какой двигатель будет подходить к заданным условиям. Для этого определена максимальная частота вращения шпинделя и мощность двигателя. Следующим шагом нужно рассчитать диапазон регулирования коробки скоростей, число скоростей, число интервалов. Имея все данные построен график частот вращения шпинделя изображённый на рисунке 2, при расчётах по которому буду в дальнейшем ориентироваться. На рисунке 3 показана кинематическая схема привода.

После выбора варианта кинематической схемы и определения графика частот нужно приступить к определению чисел зубьев колёс привода. Полученные колеса располагают в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, то есть если идет повышающая передача, ведущим является колесо с большим числом зубьев и наоборот. Полученная в результате этого кинематическая схема изображена на рисунке 4.

Эскизная проработка развертки коробки скоростей начинается с предварительного определения кинематических и силовых характеристик, диаметров валов, модулей и геометрических параметров зубчатых колес, межцентровых расстояний и определения параметров шпинделя. По которым впоследствии построена развёртка привода главного движения.

Далее производится силовой расчёт привода главного движения, он состоит из: расчёта валов на прочность, расчёта шпиндельного узла, уточнённого

расчёта опор шпинделя, проверочного расчёта зубчатых колёс, проверочного расчёта шлицевых соединений и расчёта шпоночных соединений. Всё это было определено с целью определить работоспособность системы.

Для увеличения возможностей станка в задании предложено разработать глобоидный стол. Для этого производится расчёт червячной передачи механизма поворота, определяются геометрические размеры червячной передачи, проводится проверочный расчёт передачи на прочность, определяются силы в зацеплении и производится тепловой расчёт.

Последним шагом является построение чертежей.

1 Описание станка

Станок предназначен для комплексной обработки с одной установки корпусных деталей средних размеров с четырех сторон и применяется в единичном, мелкосерийном и серийном производстве в различных отраслях промышленности.

На станке можно производить получистовое и чистовое фрезерование деталей из чугуна, стали, цветных металлов и пластмасс концевыми, торцовыми и дисковыми фрезами, а также растачивание, сверление, зенкерование, развертывание и нарезание резьбы метчиками по заданной программе.

Станок оснащен механизмом автоматической смены инструмента.

На станке программируются: координатные перемещения стола и шпиндельной головки, скорости их перемещений и последующий зажим при остановке, частота вращения шпинделя, автоматический выбор и смена инструмента, циклы обработки.

Имеется возможность ручного ввода коррекции диаметра и длины инструмента.

Контроль работы всех узлов станка осуществляется с помощью цифровой индикации.

Применение в станках следящей электроиндуктивной системы отсчета координат, установка в главном приводе и приводах подач электродвигателей постоянного тока с широкоимпульсными преобразователями, использование замкнутых направляющих качения и шариковых винтовых пар в сочетании жесткостью станка способствуют повышению производительности и точности обработки.

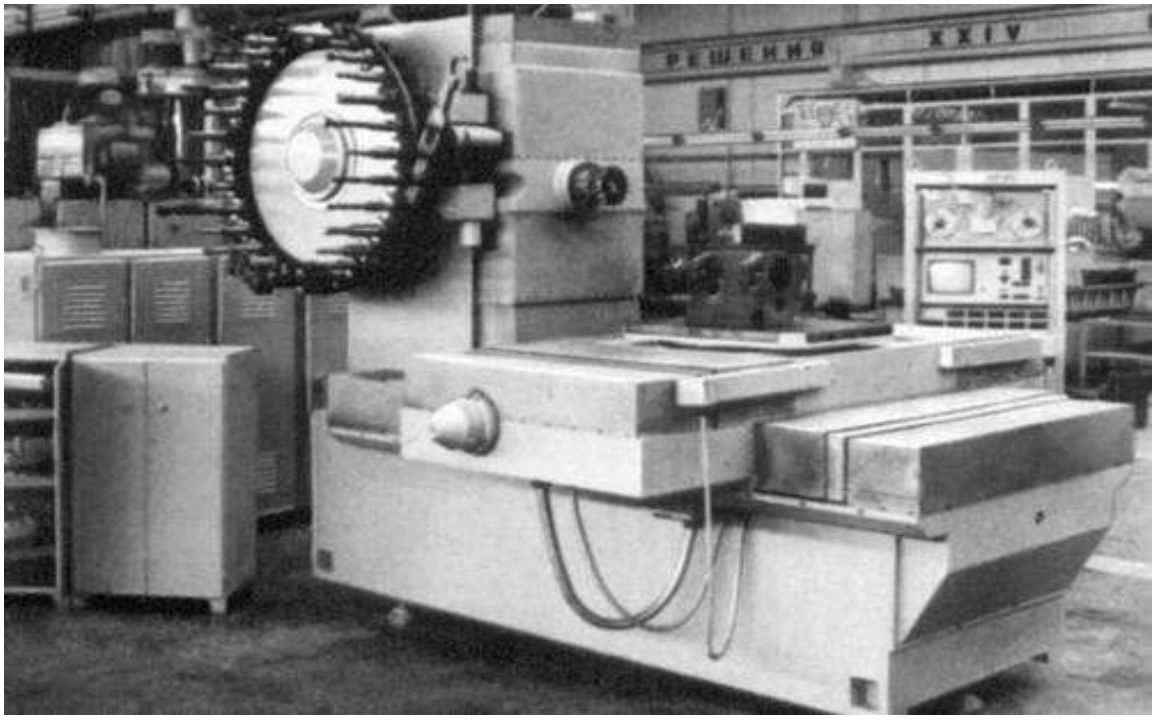

Рисунок 1 – Общий вид станка модели 6906ВМФ2.

Технические характеристики станка базовой модели 6906ВМФ2.

Таблица 1. - Технические характеристики станка модели

Класс точности станка по ГОСТ 8-82 (Н, П, В, А, С)	В
Длина рабочей поверхности стола, мм	800
Ширина стола, мм	630
Наибольшее перемещение по осям X,Y,Z, мм	630_630_630
ЧПУ	Размер-2М
Пределы частот вращения шпинделя Min/Max, об/мин.	31,5 - 1600
Мощность, кВт	8
Габариты, мм	700_525_1840
Масса, кг	9000
Начало серийного выпуска, год	1974
Завод-производитель	Визас, Витебское арендное пред-приятие

2 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]:

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

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

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

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

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

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

где $R_{\text{п}} = 90$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 80\ \text{мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 90 \cdot 80 = 7200\ \text{мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

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

η – КПД привода.

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

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{7}{0{,}85} = 8{,}24 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН180L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(max)}} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 42 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{3500}{1000} = 3{,}5.$$

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{90}{3{,}5} = 25{,}7.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 90}{\lg 3{,}5} = 3{,}6.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

Принимаем $z = 3$, что дает возможность иметь одну групповую передачу в коробке.

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

более 18 мм – $\varphi = 1{,}41$; для фрезерных станков всех типов – $\varphi = 1{,}26$; для многооперационных станков – $\varphi = 1{,}26$ и $\varphi = 1{,}41$.

Принимаем $\varphi = 1{,}26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

$$c = \frac{\lg 3{,}5}{\lg 1{,}26} = 5{,}42.$$

Принимаем $c = 6$.

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

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

где R_m, $R_{\text{г}}$ – диапазон регулирования групп передач.

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

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

$$K_m = \frac{\lg 25{,}7}{\lg 1{,}26} = 14{,}04.$$

Округляем до $K_m = 14$.

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 $K_m = 9$. 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]:

$$R_{\text{к}(\text{ф})} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

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

Фактический диапазон регулирования коробки $R_{\text{к(ф)}} = R_a \varphi^{K_m}$; в нашем случае $R_a = 1$, $\varphi = 1{,}26$, $K_m = 9$; следовательно,

$$R_{\text{к(ф)}} = 1\varphi^9 = 1 \cdot 1{,}26^9 = 8 \text{ [1, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\text{п(ф)}} = 3{,}5 \cdot 8 = 28.$$

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

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

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3500/7200)}{\lg 1{,}26} = 3.1,$$

принимаем $K_1 = 3$,

$$K_2 = \frac{\lg 28}{\lg 1{,}26} = 14{,}419,$$

принимаем $K_2 = 15$.

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 3 + 15 = 18.$$

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

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

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 7500; 6000; 4750; 3750; 3000; 2360; 1900; 1500; 1180; 950; 750; 600; 475; 375; 300; 236; 190; 150; 118; 95; 75 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 7500\,\text{мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 236\,\text{мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 950\,\text{мин}^{-1}$). 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 $n_{\text{шп}} = 1900\,\text{мин}^{-1}$. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 750\,\text{мин}^{-1}$. 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 ($n_{\text{шп}} = 190\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 150\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 118\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 95\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 75\,\text{мин}^{-1}$).

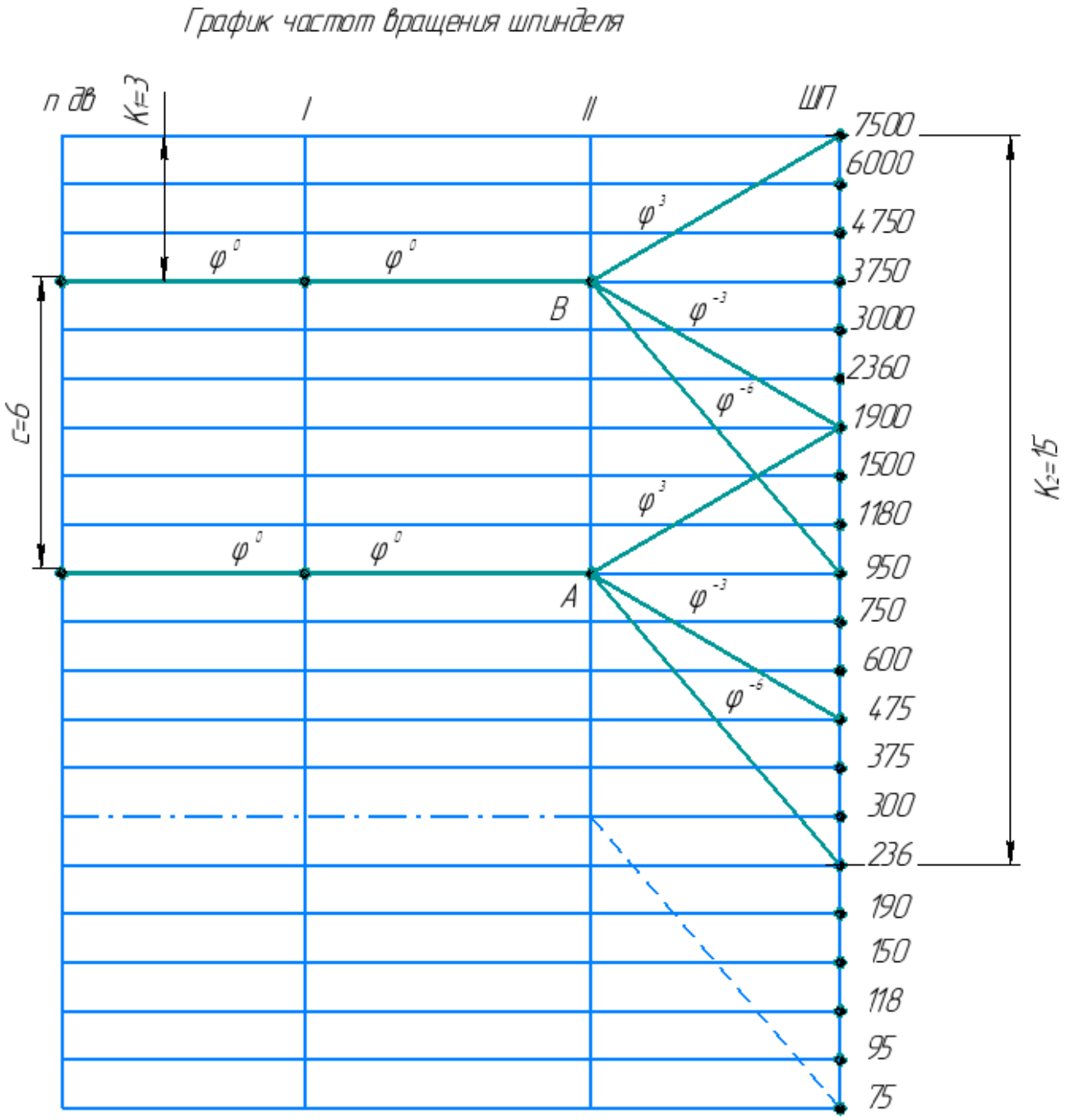

Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

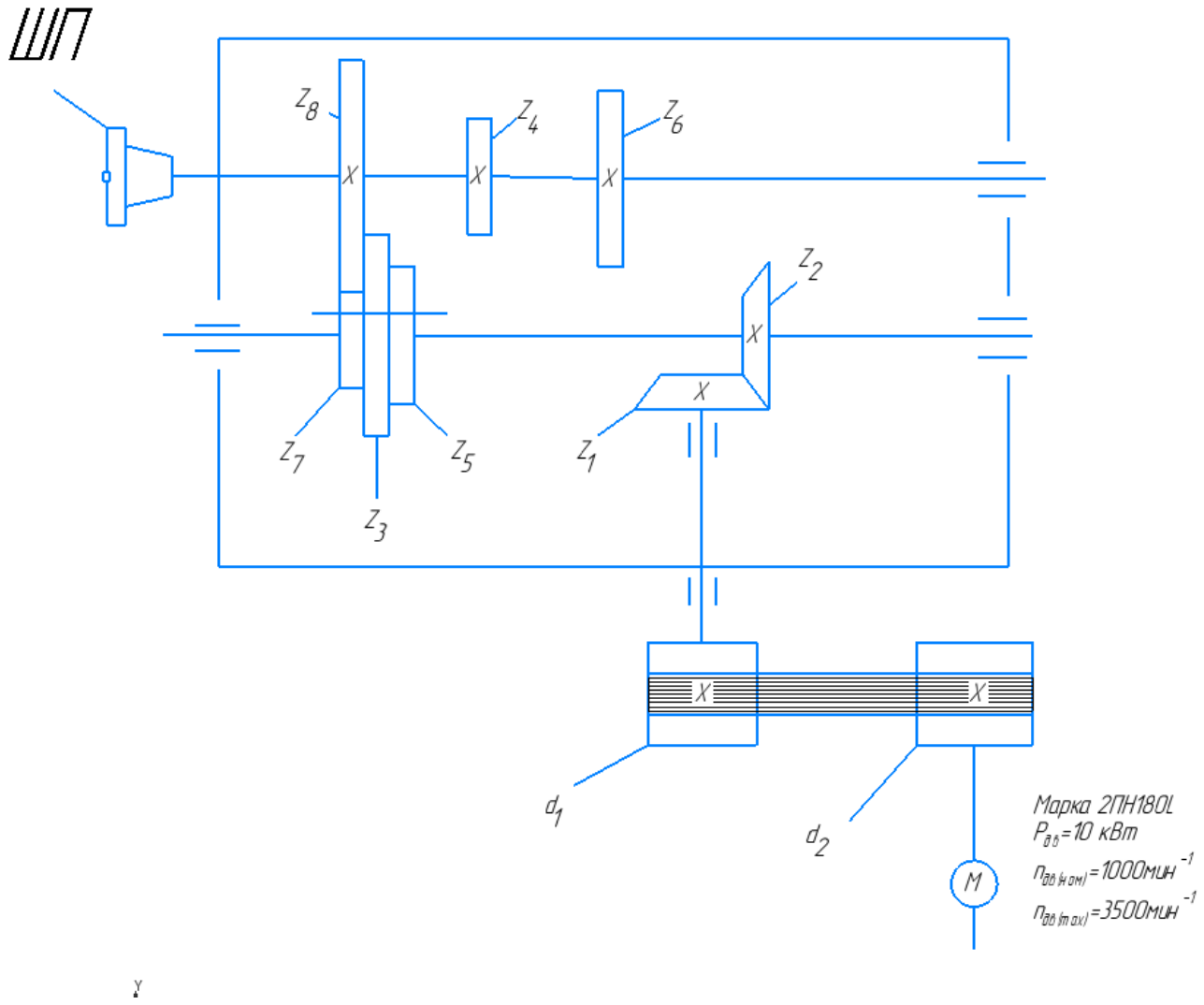

Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка.

3 Числа зубьев в передачах

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

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

1) ременная передача:

передаточное отношение – $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{3500}{3500} = 1$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{1000}{1000} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя).

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

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 1000\,\text{мин}^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550\frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550\frac{10}{1000} = 95{,}5\,\text{Н}\cdot\text{м}.$$

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

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

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

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

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

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{95{,}5} = 173{,}7\,\text{мм}.$$

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

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,

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 1000}{60000} = 9{,}42\ \text{м/с} \ - \text{при}\ n_{\text{дв(ном)}} = 1000\,\text{мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 3500}{60000} = 32{,}97\ \text{м/с} \ - \text{при}\ n_{\text{дв(max)}} = 3500\,\text{мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую.

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

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 180 \cdot 1(1 - 0{,}015) = 177.3\text{мм},$$

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

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

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

$$i_{\text{рп}} = \frac{180}{180(1-0{,}015)} = 1{,}02.$$

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

$$a_{опт} = c\,d_2,$$

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

Тогда,

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

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

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

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

Следовательно,

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

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

$$L_р = 2 \cdot 270 + 3{,}14 \cdot 180 + \frac{0^2}{270} = 1105.2\,мм.$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\alpha = (180 - 0) = 180^0 .$$

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

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

$$U = \frac{1000 \cdot 32,97}{1120} = 29,44 \text{с}^{-1}.$$

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

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

$$d_e = 180 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,02)}\right) = 180 \text{мм} .$$

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

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{зп(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3750}{3750} = 1$ или $i_{зп(z1-z2)} = \frac{950}{950} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z1-z2)} = 1$, $\sum z = 78$, $z_1 = 39$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 78 - 39 = 39$.

3) переборная группа:

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{зп(z3-z4)} = \frac{n_{II}}{n_{шп}} = \frac{3750}{1900} = 1,97$ или $i_{зп(z3-z4)} = \frac{950}{475} = 2$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-3} = 2$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z3-z4)} = 2$, $\sum z = 101$, $z_3 = 38$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_4 = 101 - 34 = 67$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{зп(z5-z6)} = \frac{n_{шп}}{n_{II}} = \frac{7500}{3750} = 2$ или $i_{зп(z5-z6)} = \frac{1900}{950} = 2$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^3 = 2$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z5-z6)} = 2$, $\sum z = 101$, $z_6 = 34$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_5 = \sum z - z_6 = 101 - 34 = 67$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{зп(z7-z8)} = \frac{n_{II}}{n_{шп}} = \frac{3750}{950} = 3{,}95$ или $i_{зп(z7-z8)} = \frac{950}{236} = 4$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $\sum z = 101$, $z_7 = 20$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 101 - 20 = 80$.

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].

4 Кинематическая схема привода главного движения

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

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

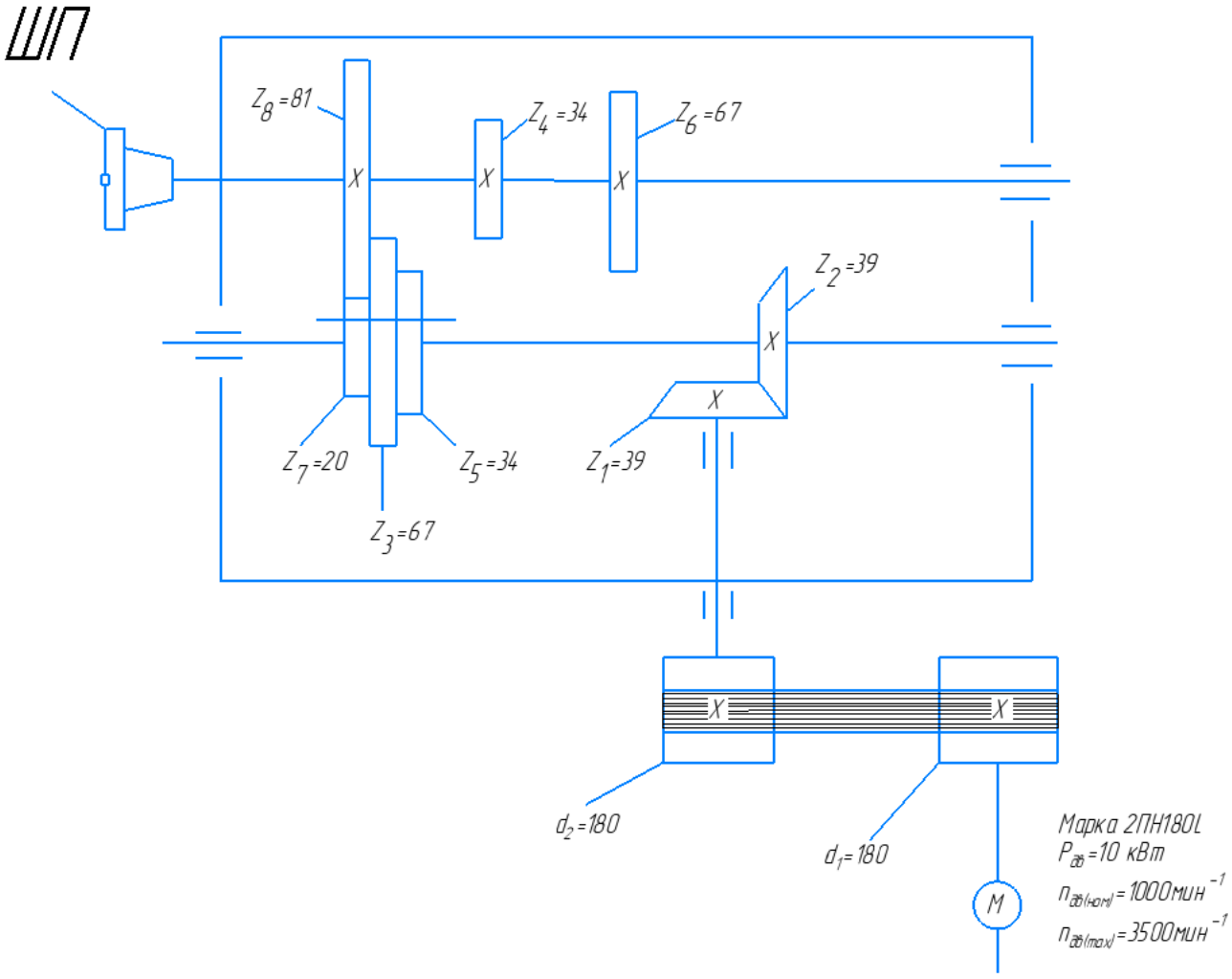

Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант).

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

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

$$n_{\text{шп расч}} = 80\left(90^{1/3} \ldots 90^{1/4}\right) = (358{,}5 \ldots 246{,}4)\ \text{мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 300\ \text{мин}^{-1}$.

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

$$n_{\text{шп расч}} = 300\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 1180\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1180\ \text{мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 10\ \text{кВт},$$

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

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,

$$P_{\text{I}} = 10 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}99 = 9{,}4\ \text{кВт},$$

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

где $\eta_{\text{кп}} = 0{,}96$ – КПД зубчатой конической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 9{,}4 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}99 = 8{,}93\ \text{кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 8,93 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,58 \text{кВт}.$$

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

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

$$M_{\text{кI}} = 9550\frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550\frac{9,4}{1180} = 76,07 \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550\frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550\frac{8,93}{1180} = 72,27 \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550\frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550\frac{8,58}{300} = 273,13 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

5.2 Модули зубьев в передачах

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

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

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

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

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

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

d_{ω} – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

z – число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацеплении;

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

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

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 18ХГТ с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56…63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 300\text{МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 39$, $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1$, $M_{\text{кI}} = 76{,}07\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 300\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}7$,

$$m_{\text{к}} = \frac{770}{39}\cdot\sqrt[3]{\frac{76{,}06\cdot 1{,}12\cdot(1+1)}{1\cdot 0{,}4\cdot 1150^2}} = 1{,}35\text{мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14\cdot\sqrt[3]{\frac{76{,}07\cdot 1{,}2\cdot 3{,}77}{39^2\cdot 0{,}4\cdot 300}} = 1{,}71\text{мм},$$

принимаем $m = 2\text{мм}$,

переборная группа (тройной блок):

$z_3 - z_4$: $z_3 = 34$, $i_{зп(z3-z4)} = 2$, $M_{кII} = 72{,}27 Н \cdot м$, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150 МПа$, $\sigma_{FP} = 300 МПа$, $Y_F = 3{,}76$,

$$m_к = \frac{770}{34} \cdot \sqrt[3]{\frac{72{,}27 \cdot 1{,}12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 1{,}38 мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{72{,}27 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}76}{64^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 1{,}86 мм,$$

предварительно принимаем $m = 1{,}25 мм$,

$z_5 - z_6$: $z_6 = 38$, $i_{зп(z5-z6)} = 2$, $M_{к шп} = 273{,}13 Н \cdot м$, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150 МПа$, $\sigma_{FP} = 300 МПа$, $Y_F = 3{,}76$,

$$m_к = \frac{770}{38} \cdot \sqrt[3]{\frac{273.13 \cdot 1{,}12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 1{,}93 мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{273{,}13 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}76}{38^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 2{,}69 мм,$$

предварительно принимаем $m = 3 мм$,

$z_7 - z_8$: $z_7 = 23$, $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $M_{кII} = 72{,}27 Н \cdot м$, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150 МПа$, $\sigma_{FP} = 300 МПа$, $Y_F = 4{,}08$,

$$m_к = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{72{,}27 \cdot 1{,}12 \cdot (3{,}98+1)}{4 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 2{,}21 мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{72{,}27 \cdot 1{,}2 \cdot 4{,}08}{23^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 2{,}48 мм,$$

предварительно принимаем $m = 4 мм$.

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 4 мм$.

5.3 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,

$$d_{\text{I}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,4}{950}} = 34,69 \text{ мм},$$

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

$$d_{\text{II}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8.93}{950}} = 34,25 \text{ мм},$$

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

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

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп}\,\min} = 10 / (0,15 \ldots 0,35) = (66,66 \ldots 28,57) \text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{шп}\,\min} = 120 \text{мм}$.

Вылет переднего конца шпинделя *a* (см. рисунок 5) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента,

закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист – Компоновка привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [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,

$$d_{\text{пк}} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot 120 = (120 \ldots 144)\text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{пк}} = 140\text{мм}$.

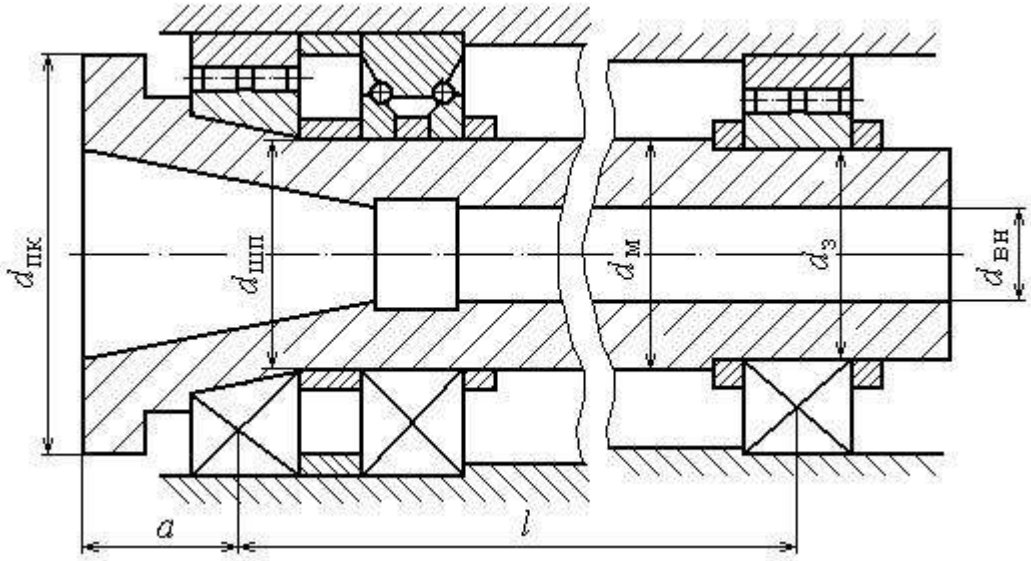

Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

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

$$d_{\text{м min}} = (0{,}9 \ldots 1{,}0) \cdot 120 = (108 \ldots 120)\text{мм},$$

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

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

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

$$d_{з\,min} = (0{,}8 \ldots 0{,}9) \cdot 120 = (96 \ldots 108) \text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{з\,min} = 105 \text{мм}$.

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 – $d_{1дв} = 42 \text{ мм}$.

5.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 6) [1, с. 86]:

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

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

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

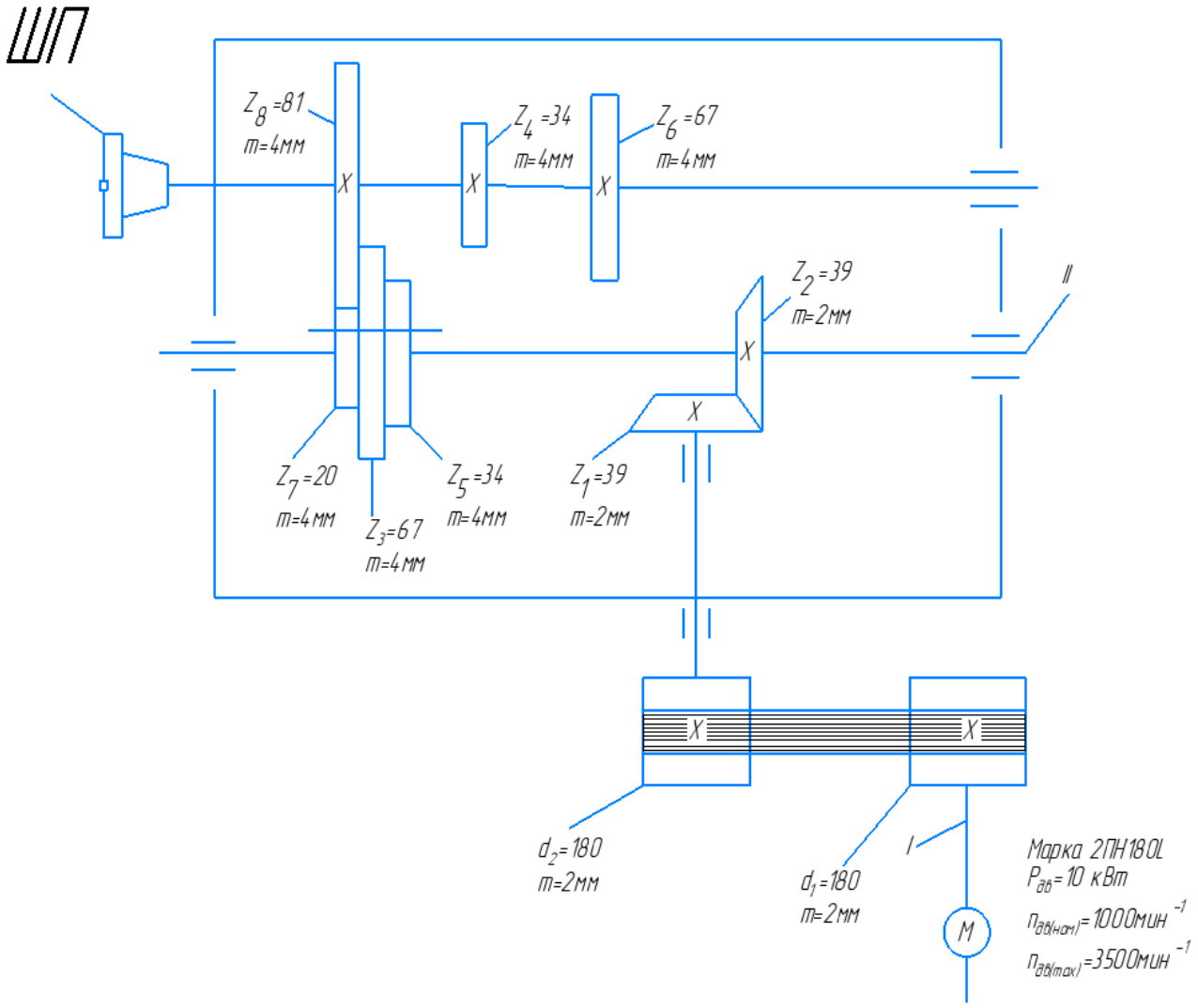

Рисунок 6 –Кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 277{,}4\,\text{мм}$.

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

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

$$A_2 = \frac{2}{2}(39 + 39) = 78\,\text{мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 6):

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$

$$A_3 = \frac{4}{2}(34 + 67) = \frac{4}{2}(67 + 34) = \frac{4}{2}(20 + 81) = 202\,\text{мм}.$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры конических колес:

Тогда,

$z_1 = 39$, $m = 2\,\text{мм}$,

- внешний делительный диаметр [3],

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1, \qquad d_{e2} = m_e \cdot z_2,$$

$$d_{e1} = 3{,}18 \cdot 39 = 124{,}02\,мм, \qquad d_{e2} = 3{,}18 \cdot 39 = 124{,}02\,мм,$$

- внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2},$$

$$m_e = \frac{124{,}37}{39} = 3{,}18,$$

- внешний делительный диаметр

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot T_2 \cdot u}{[\delta_H]^2 \cdot V_H}},,$$

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{1.08 \cdot 1.18 \cdot 72.27 \cdot 1}{503^2 \cdot 0.85}} = 124.37\,мм$$

- внешний диаметр вершины зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1}) m_e \cdot \cos\delta_1,$$

- углы делительных конусов

$$\delta_1 = arctg\,\frac{39}{39} = 0.79^\circ \qquad \cos\delta_2 = 90 - \delta_1 = 128.5^\circ$$

$$d_{ae1} = 124.2 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3.18 \cdot \cos 0.79 = 128.5\,мм$$

-средний окружной модуль

$$m_m = m_e \cdot (1 \cdot -0{,}5Kbe),$$

$$m_m = 3{,}18 \cdot (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}285) = 2{,}72;$$

- средний делительный диаметр

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1,$$

$$d_{m1} = 2{,}72 \cdot 39 = 106{,}08 мм$$

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

$$R_e = \frac{3.18}{2} \cdot \sqrt{39^2 + 39^2} = 62.01 мм$$

- ширина зубчатых венцов колёс

$$b_1 = K_{be} \cdot R_e,$$

$$b_1 = 0.285 \cdot 62.01 = 17.67 мм \quad b_1 = 0,285 \cdot 62,01 = 17,67;$$

принимаем $b = 20$ мм.

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + x_{e2}) m_e \cdot \cos \delta_2,$$

$$d_{ae2} = 124.2 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3.18 \cdot \cos 0.79 = 128.5 мм$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2,$$

$$d_{m2} = 106{,}08;$$

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]:

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

Тогда

$z_3 = 67,\ m = 4\text{мм},$

$$d = 4 \cdot 67 = 268\text{мм},$$

$$d_a = 268 + 2 \cdot 4 = 276\text{мм},$$

$$d_f = 268 - 2{,}5 \cdot 4 = 258\text{мм},$$

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_4 = 34,\ m = 4\text{мм},$

$$d = 4 \cdot 34 = 136\text{мм},$$

$$d_a = 136 + 2 \cdot 4 = 144\text{мм},$$

$$d_f = 136 - 2{,}5 \cdot 4 = 126\text{мм},$$

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_4 = 34,\ m = 4\text{мм},$

$$d = 4 \cdot 34 = 136\text{мм},$$

$$d_a = 136 + 2 \cdot 4 = 144\text{мм},$$

$$d_f = 136 - 2{,}5 \cdot 4 = 126\text{мм},$$

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_3 = 67,\ m = 4\text{мм},$

$$d = 4 \cdot 67 = 268\text{мм},$$

$$d_a = 268 + 2 \cdot 4 = 276\text{мм},$$

$$d_f = 268 - 2{,}5 \cdot 4 = 258\text{мм},$$

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_7 = 20,\ m = 4\text{мм},$

$$d = 4 \cdot 20 = 80\text{мм},$$

$$d_a = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{мм},$$

$$d_f = 80 - 2{,}5 \cdot 4 = 70 \text{мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{мм}$.

$z_8 = 81$, $m = 4 \text{мм}$,

$$d = 4 \cdot 81 = 324 \text{мм},$$

$$d_a = 324 + 2 \cdot 4 = 332 \text{мм},$$

$$d_f = 324 - 2{,}5 \cdot 4 = 314 \text{мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 120 \text{мм}$, 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 7) [1, с. 89–90, т. 20]:

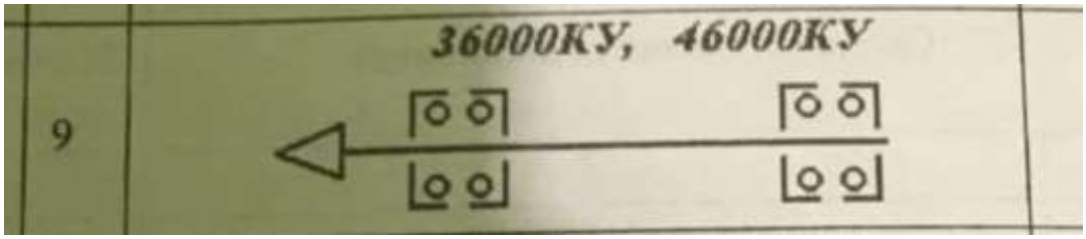

Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6. Силовой расчет привода главного движения.

6.1 Расчет валов на прочность.

I) Расчет вала I (рисунок 8)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}$=76,06 Н·м делительный диаметр колеса z_1, d=35 мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: a=0,105 м; b=0,75 м; c=0,037м;

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

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 76.06}{0.124} = 1226.9 \text{ Н}$$

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

$$P_{y1} = 0{,}5 \cdot P_{xI} = 0.5 \cdot 1226.9 = 613.45 \text{ Н}$$

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

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

$$Q_I = 1{,}1 \cdot 1226.9 = 1379.59 \text{Н}$$

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

$$F_р = \frac{0{,}95 \cdot F_{tp}}{\psi}$$

Где F_{tp}– окружная сила на шкиве, Н;

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot T}{d_{шк}};$$

$d_{шк}$–диаметр шкива;

$d_{шк}$=180 мм;

ψ= для клиноременной передачи;

ψ=0,7;

T- крутящий момент на шкиве;

T=95.5 Н·м;

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot \ 95.5}{180} = \ 1061.1 \text{ Н}$$

$$F_p = \frac{0.95 \cdot 1061.1}{0,7} = 1440.06 \text{Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,75 \cdot 613,45}{0,105+0,75} = 538,1 \text{Н}$$

$$A_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,75 \cdot 1226,9}{0,105+0,78} = 1076,2 \text{Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,75 \cdot 613,45}{0,105+0,75} = 538,1 \text{Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,75 \cdot 1226,9}{0,105+0,75} = 1076,2 \text{Н}$$

Определяем опорные реакции от силы $F_р$:

$$A_р = \frac{F_р \cdot (a+b+c)}{(a+b)} = \frac{1440,06\,(0,105 \ + 0,75 \ + \ 0,037)}{(\ 0,105 \ + 0,75 \ )} = 1502,38 \text{ Н}$$

$$B_р = \frac{F_р \cdot c}{(a+b)} = \frac{1440,06 \cdot \ 0,037}{(\ 0,105 \ + 0,75 \ )} = 62,32 \ \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_р = \sqrt{\ 538,1^{\,2} + \ \ 1076,2^{\,2}} + 1502,38 \ = 2705,6 \ \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_р = \sqrt{\ 538,1^{\,2} + \ \ 1076,2^{\,2}} + \ 62,32 \ \ = 1265,5 \ \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = \ \ 538,1 \ \cdot \ 0,105 \ = \ 56,5 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^{x} = A_Y \cdot a = 1076{,}2 \cdot 0{,}105 = 113 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент от силы F_p :

$$M_{z3}^{p} = F_p \cdot c = 1440{,}06 \cdot 0{,}037 = 53{,}28 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^{p} = B_p \cdot a = 62{,}32 \cdot 0{,}105 = 6{,}54 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + \left(M_c^y\right)^2} + M_c^p = \sqrt{56{,}5^2 + 113^2} + 6{,}45 = 132{,}82 \text{ Нм}$$

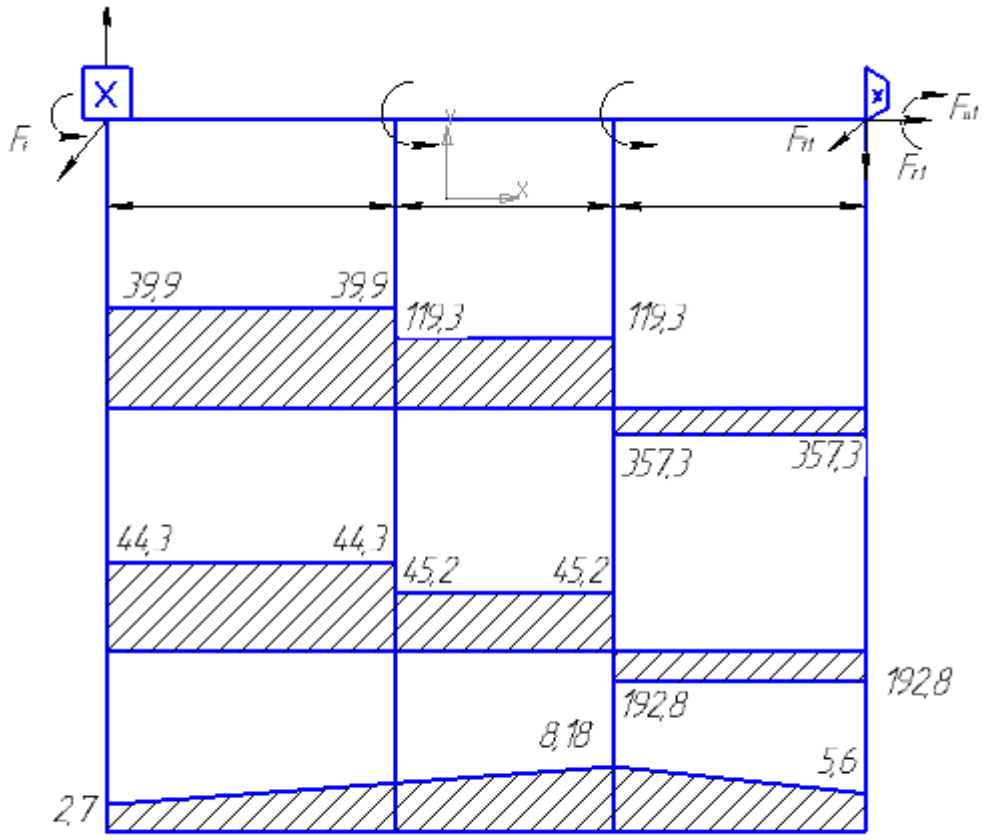

Рисунок 8. Расчетная схема вала I.

1. Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360$ МПа.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0{,}5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{132{,}88^2 + 0{,}5 \cdot 76{,}06^2}}{360} = 0{,}51 \text{ мм}$$

где, *W*- момент сопротивления в опасном сечении, мм;

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

[σ]- допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0{,}51}{3{,}14}} = 1{,}73 \text{ мм}$$

1,73 мм< 40 мм, следовательно условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 120{,}81$ Нм; делительный диаметр колеса z_5, $d = 78$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: *a*=0,055 м; *b*=0,32 м; *c*=0,064м;

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

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 120{,}81}{0{,}16} = 1510{,}125 \text{ Н}$$

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 120{,}81}{0{,}78} = 313{,}79 \text{ Н}$$

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

$$P_{y2} = 0{,}5 \cdot P_{x2} = 0{,}5 \cdot 539{,}33 = 269{,}665 \text{ Н}$$

$$P_{y3} = 0{,}5 \cdot P_{x3} = 0{,}5 \cdot 1062{,}79 = 531{,}395 \text{ Н}$$

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

$$Q_2 = 1{,}1 \cdot 1510{,}125 = 1661{,}1 \text{ Н}$$

$$Q_3 = 1{,}1 \cdot 313{,}79 = 345{,}18 \text{ Н}$$

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

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

$$F_I = \sqrt{801{,}06^2 + 1602{,}12^2} = 1191{,}8 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора A:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0{,}016 \cdot 531 - 0{,}132 \cdot 269{,}7}{0{,}016 + 0{,}535} = 168{,}828 \text{ Н}$$

$$A_Y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a+b} = \frac{0{,}016 \cdot 1062{,}79 - 0{,}132 \cdot 539{,}33}{0{,}016 + 0{,}535} = 338{,}13 \text{ Н}$$

Опора B:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0{,}535 \cdot 531{,}395 - 0{,}132 \cdot 269{,}665}{0{,}016 + 0{,}535} = 1554{,}91 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a+b} = \frac{0{,}535 \cdot 1062{,}79 - 0{,}132 \cdot 539{,}33}{0{,}016 + 0{,}535} = 3109{,}29 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы F_I:

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a+b-c)}{a+b} = \frac{1191{,}8 \cdot (0{,}016+, 0{,}535 - 0{,}132)}{0{,}016 + 0{,}535} = 906{,}29 \text{ Н}$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a+b} = \frac{1191{,}8 \cdot 0{,}132}{0{,}016 + 0{,}535} = 281{,}51 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{168{,}828^2 + 338{,}13^2} + 906{,}29 = 1284{,}22 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{1554{,}91^2 + 3109{,}29^2} + 281{,}51 = 3757{,}92 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 168{,}828 \cdot 0{,}016 = 2{,}7 \text{ Нм}$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 1554{,}91 \cdot 0{,}535 = 831{,}88 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^{x} = A_{Y} \cdot a = 338,13 \cdot 0,016 = 5,41 \text{ Н}$$

$$M_{z2}^{x} = B_{Y} \cdot c = 3109,29 \cdot 0,132 = 1663,47 \text{ Н}$$

- изгибающий момент от силы F_I :

$$M_{z3}^{I} = -F_{I} \cdot c = -1191,8 \cdot 0,132 = -157,32 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_{C}^{I} = A_{I} \cdot a = 906,29 \cdot 0,016 = 14,5 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_{c} = \sqrt{\left(M_{C}^{x}\right)^{2} + \left(M_{C}^{Y}\right)^{2}} + M_{C}^{I} = \sqrt{2,7^{2} + 5,48^{2}} + 14,5 = 20,06 \text{ Нм}$$

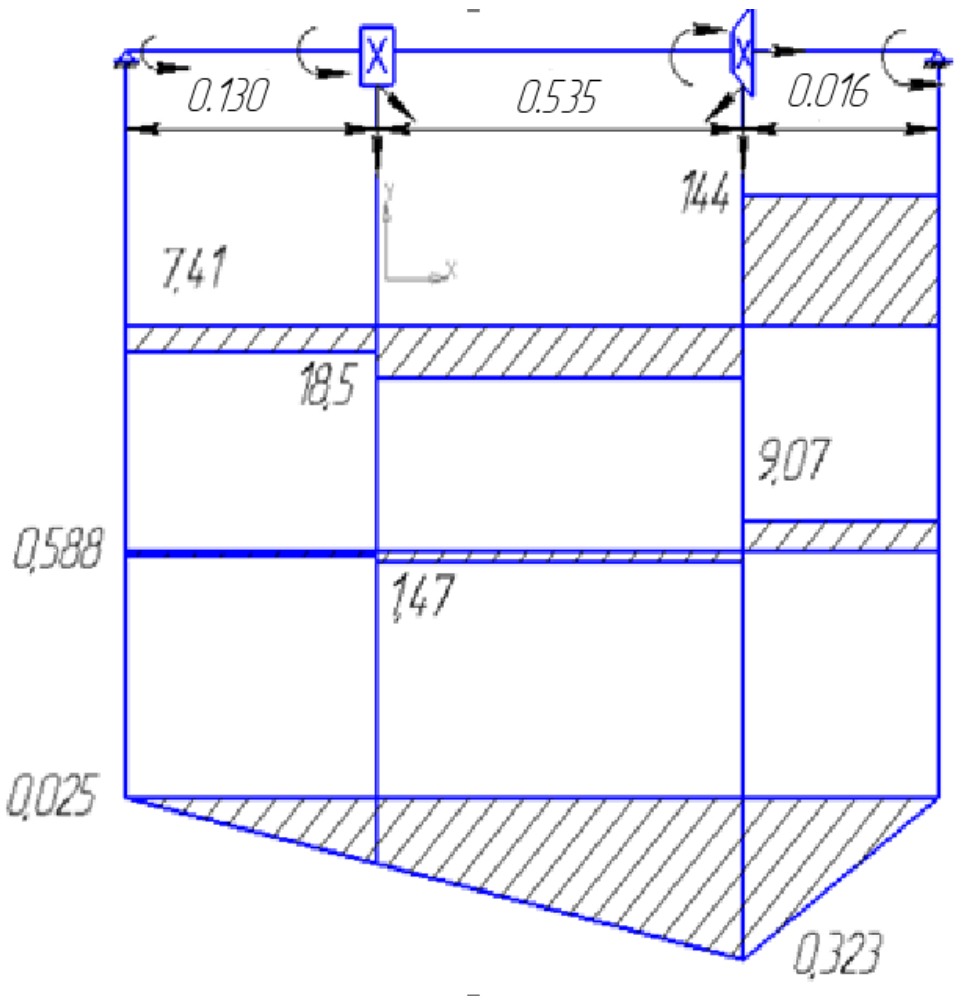

Рисунок 9. Расчетная схема вала II.

Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360$ МПа.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{14,5^2 + 0,5 \cdot 72,27^2}}{360} = 0,15 \text{ мм}$$

где, *W*- момент сопротивления в опасном сечении, мм;

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

[σ]- допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,15}{3,14}} = 1,23 \text{ мм}$$

1,23 мм< 35 мм, следовательно условие выполняется.

Поскольку $d_{рас}$=*1,23* мм, что значения меньше чем минимального диаметра на валу, вал прошел проверку на прочность.

6.2 Расчет шпиндельного узла.

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

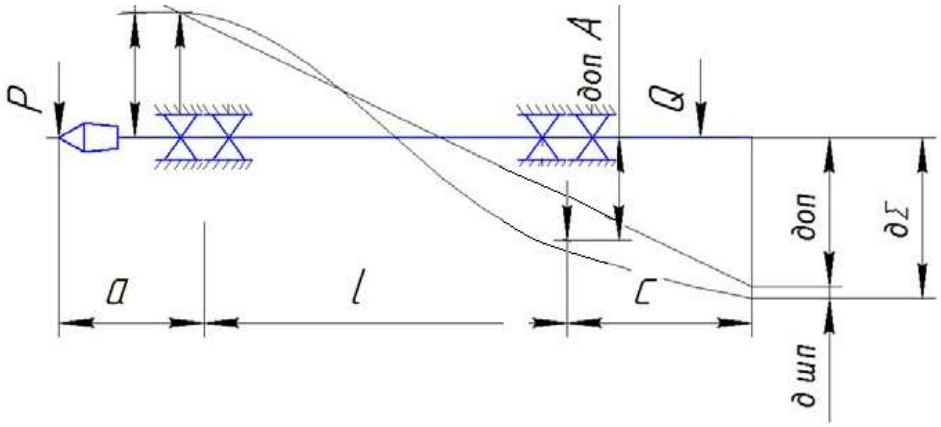

Рисунок 10 – Шпиндельный узел

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 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=81,8мм.

b- расстояние от приводного элемента до передней опоры; b=139,13мм.

E- модуль упругости материала шпинделя;

Материал шпинделя- сталь 40Х. E= $2{,}1\cdot10^5$МПа.

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

l- длина межопорного участка шпинделя;

l=681,22мм.

j_A, j_B- радиальная жесткость передней и задней опоре (принимаем по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38] $j_A=0{,}55\cdot10^6$, $j_B= 0{,}15\cdot10^6$;

P и Q- величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания P:

$$P = \frac{6\cdot10^4 \cdot N_v}{V_p}$$

где, N_v-эффективная мощность резания (по заданию) равно 7кВт.

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}= 100мм.

n_p-расчетная частота вращения заготовки; n_p= 160 об/мин.

$$V_p = \frac{\pi \cdot 300 \cdot 160}{1000} = 150{,}72 \text{ м/мин}$$

$$P = \frac{6\cdot10^4 \cdot 7}{150{,}72} = 2786{,}62 \text{ Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = 0{,}9J_1$$

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

$$J_2 = \frac{\pi}{64}\cdot\left(100^4 - 32^4\right) = 4{,}85\cdot10^6\,\text{мм}^4;$$

$$J_1 = \frac{4{,}85\cdot10^6}{0{,}9} = 5{,}4\cdot10^6\ \text{мм}^4$$

Определяем составляющую силы Q, силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{1062{,}79^2 + 531{,}395^2} = 1188{,}24\ \text{Н}$$

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

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

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

$$\delta_\Sigma = 2786{,}62\cdot\left[\frac{81{,}8^3}{3\cdot2{,}1\cdot10^6\cdot5{,}4\cdot10^6} + \frac{681{,}22\cdot81{,}8^2\cdot(1-0{,}45)}{3\cdot2{,}1\cdot10^6\cdot4{,}85\cdot10^6} + \frac{0{,}55\cdot10^6\cdot81{,}8^2\cdot(1-0{,}45) + 0{,}15\cdot10^6\left(681{,}22 + 81{,}8\cdot(1-0{,}45)\right)^2}{0{,}55\cdot10^6\cdot0{,}15\cdot10^6\cdot681{,}22^2}\right] -$$

$$-1188{,}24\cdot(1-0{,}45)\cdot\left[\frac{0{,}15\cdot10^6\left(681{,}22+81{,}8\right)\left(81{,}8-139{,}1\right) - 0{,}15\cdot10^6}{0{,}15\cdot10^6\cdot0{,}55\cdot10^6\cdot81{,}8^2} - \frac{81{,}8}{3\cdot2{,}1\cdot10^6\cdot4{,}85\cdot10^6\cdot81{,}8}\left(139{,}13^3 + 2\cdot681{,}22^2\cdot139{,}13 - 681{,}22\cdot139{,}13^2\right)\right] =$$

$$= 0{,}442 - 0{,}0063 = 0{,}0442\ \text{мм}=4{,}42\ \text{мкм}$$

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

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

$$\Theta_A = \frac{1}{3\cdot2{,}1\cdot10^6\cdot7{,}07\cdot10^6}\cdot\left(2786{,}22\cdot81{,}8\cdot681{,}22 - \frac{81{,}8}{2\cdot681{,}22}\cdot\left(139{,}13^3 - 2\cdot681{,}22^2\cdot139{,}13 - 3\cdot681{,}22\cdot139{,}13^2\right)\right) = 0{,}0033\ \text{рад}$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.

Прежде всего проводится уточняющий расчет жесткости шпиндельных подшипников.

Шпиндельный узел смонтирован на опорах, сформированных из подшипников качения типов 36000К и 36000КУ с углом контакта 12 градусов. В зависимости от компоновки подшипников в опоре осевая жесткость j_A, Н/мм, определятся по формуле

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

Сила натяга определяется по формуле

$$F_H = kd;$$

$$F_H = 0,02 \cdot 90 = 1,8\text{, Н};$$

Для указанных комплексных опор

Где общая осевая деформация (натяг),мм, в комплексной опоре

$$\triangle = (\frac{F_H}{C})^{2/3} \cdot (\frac{1}{i_1^{2/3}} + \frac{1}{i_2^{2/3}});$$

$$\triangle = (\frac{1,8}{61800})^{2/3} \cdot (\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{2^{2/3}}) = 0,000012 \text{ мм};$$

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

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

$$j_r = \frac{0,4 \cdot 2^{2/3} \cdot 1,6}{1,5tg^2 12(2_1^{2/3} + 2_2^{2/3})} = 3,2$$

Для подшипников типов 36000К и 36000У радиальная жесткость j_r имеет соотношение с осевой жесткостью

$$\frac{j_r}{j_A} = (1,95....2,1)$$

Принимаем 2;

Угловая жесткость $j_{угл}$, $H \cdot мм / рад$, определяется по формуле

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

$$j_{угл} = \frac{(90+160)^2}{32} \cdot 1,6 = 3125\ Н \cdot мм / рад;$$

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

$$\delta = \frac{4F_r K}{\pi dB}(1+\frac{d}{D});$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 1 \cdot 2}{\pi \cdot 90 \cdot 24}(1+\frac{90}{160}) = 0,0018 \text{мм};$$

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

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

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

где a- длина консоли, мм; J_2, J_1- моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм^4.

$$\lambda_{опт} = \frac{81,8}{3 \cdot 81,8} = 0,33;$$

$$\chi = \frac{7,07 \cdot 10^6}{7,9 \cdot 10^6} = 0,9$$

$$j_{max} = \frac{0,55 \cdot 10^6}{1+0,33+0,33 \cdot (3+2 \cdot 0,9 \cdot 0,33)(1+0,33+0,33 \cdot \frac{0,55 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 10^6})} = 1,3 \cdot 10^5$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$1,3 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,55 \cdot 10^6}{1 + 0,33} = 1,037 \cdot 10^5$$

Условие выполняется, следовательно опоры выбраны правильно.

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

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

$$\omega_c = 0,33\sqrt{\frac{2\cdot 10^5 \cdot 5,4\cdot 10^6}{20(1-0.33)^3 \cdot 107^2}} = 1306,8 Гц$$

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.

1. Определяем ориентировочное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле:

$$d'_{e2} = k\sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\nu_H}}$$

2. Ориентировочное значение средней окружности скорости по формуле:

$$V'_m = \frac{\pi 0,857 d'_{e2} n_2}{6\cdot 10^4}$$

2. Назначаем 8-ю степень точности изготовления колес, так как *Vm*' <8 м/с.

4. Определяем предварительное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле:

$$d''_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\nu} K_{H\beta} T_2 u}{[\sigma_H]^2 \nu_H}},$$

где K_{HV} =1,08 из табл. 2.5 для 9-й степени точности при *V* =1,38м/с;K_{HB} =1,18 - по номограмме (см. рис. 2.4) для схемы 2 при

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{u^2 + 1}$$

5. Определяем число зубьев шестерни:

$$z'_1 = 17 \text{ при } d''_{e1} = \frac{d''_{e2}}{u}$$

6. Вычисляем передаточное число передачи по формуле

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

7. Определяем углы делительных конусов

-шестерни

$$\delta_1 = arctg\,\frac{z_1}{z_2}$$

-колеса

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

8. Внешний окружной модуль- по формуле

$$m_e = \frac{d''_{e2}}{z_2}$$

9. Внешнее конусное расстояние

$$\mathrm{R}_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{z_1^{\,2} + z_2^{\,2}}$$

10.Ширина зубчатых венцов колёс

$$b = b_1 = b_2 = 0.285 R_e$$

11. По табл 2.9 определяем коэффициент смещения инструмента для шестерни

12. Определяем геометрические размеры передачи:

-внешний делительный диаметр:

- Шестерни $d_{e1} = m_e z_1$
- Колеса $d_{e2} = m_e z_2$

- Внешний диаметр зубьев

- шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1}) m_e \cos\delta_1$$

- колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2}) m_e \cos\delta_2$$

-средний окружной модуль:

$$m_m = m_e(1 - 0.5K_{be})$$

-средний делительный диаметр:

- шестерни $d_{m1} = m_m z_1$
- колеса $d_{m2} = m_m z_2$

13. Выполняем проверочные расчеты:

а) На контактную выносливость – по формуле (2.51):

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{K_{HV} K_{H\beta} T_2 u}{d^3_{e2} v_H}}$$

б) на выносливость при изгибе – по формуле (2.52):

$$\sigma_F = \frac{2700 K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS} T}{b d_e m_e v_F} \le [\sigma_F]$$

Коэффициенты учитывающие форму зуба определяются по табл. 2.6 с применением интерполяции:

- шестерни:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

-колеса:

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2700 K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS1} T_1}{b d_{e1} m_e v_F} \le [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2700 K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS2} T_2}{b d_{e2} m_e v_F} \le [\sigma_F]_2$$

14. Определяем силы действующие на валы от зубчатых колёс:

-окружная сила:

$$F_{t1} \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = F_{t2}$$

Радиальная сила от шестерни:

$$F_{r1} = F_t \cdot tg 20^\circ \cdot \cos \delta_1 = F_{a2}$$

-осевая сила от шестерни:

$$F_{a1} = F_t \cdot tg 20^\circ \cdot \cos \delta_1 = F_{r2}$$

Таблица 2. – Рассчет на прочность при действии максимальной нагрузки при действии конической передачи с прямыми зубьями

Наименование и обозначение параметра		Ведущее *1 колесо	Ведомое *2 колесо
Исходные данные			
Число зубьев	z_1, z_2	39	39
Внешний окружной модуль, мм	m_e	2,25	
Межосевой угол передачи	Σ	90°00'00"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	18,615	
Коэффициент смещения исходного контура	x	0	0
Коэффициент изменения расчётной толщины зубьев исходного контура	x_τ	0	0
Степень точности	–	7-С	7-С
Вариант схемы расположения передачи	–		
Марка материала	*1	Сталь 45Х ГОСТ 4543-71	
	*2	Сталь 45Х ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	–	30	30
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	T_{max}	4000	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	7200	
Определяемые параметры			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	28,119	
Расчёт на контактную прочность			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,057	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	68,482	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,011	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	107256,999	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	8707,941	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	5208,669	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2332	2332
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	0,448	0,448
Расчёт на прочность при изгибе			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,116	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	182,619	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1,028	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	107256,999	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ft}	6615,046	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	10673,154	10673,154
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FPmax}	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	0,099	0,099

$z_5 - z_6$: $z_5 = 20$, $z_6 = 81$ $i_{зп(z5-z6)} = 3,98$, $M_{кП(z1-z2)} = 72,27$ Нм, $K_d = 770 МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 4,08$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{71}\right)\right] = 1{,}77$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1.5}}{69} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 120{,}81 \cdot (2{,}51 + 1)}{31 \cdot 2{,}51}} = 617{,}8\ \text{МПа} < [\sigma_H] = 1000\ \text{МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 120{,}81 \cdot 3{,}8 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{0{,}85 \cdot 3^2 \cdot 31} = 82{,}4\ \text{МПа} < [\sigma_F] = 270\ \text{МПа}$$

6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем ж 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:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{K_з z h d_{ср} l} \le [\sigma_{см}],$$

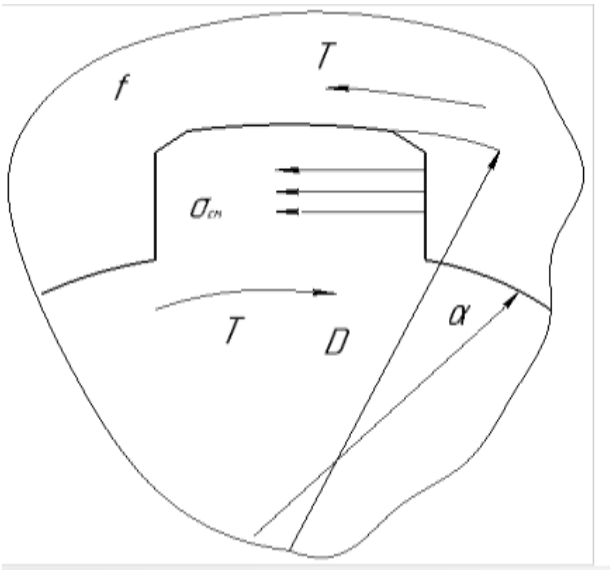

Рисунок 11 – расчетная схема шлицевого соединения

где T- передаваемый вращающий момент, Н·м; $K_з$=0,7…0,8- коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль

зубьев; z-число зубьев; h= 0,5 *(D-d)-2f*- рабочая высота зубьев, мм; l- рабочая длина зубьев, мм; $d_{ср}$=0,5(D+d)- средний диаметр соединения, мм;

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

Шлицы на валу*:* T=72,27 Нм; z=8; h= 1,2 мм; l=380 мм; $d_{ср}$= 38 мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 72,27}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 380} = 1,3\,\text{МПа} < [\sigma_{см}] = 12...20\,\text{МПа}$$- условие выполняется.

6.6 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 (рисунок). У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки $l_р$ определяют из условия прочности смятие:

Определяем рабочую длину шпонки $l_р$ из условия прочности на смятие:

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

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

При $d_к$=50 мм из таблицы П8 [1,с.184]

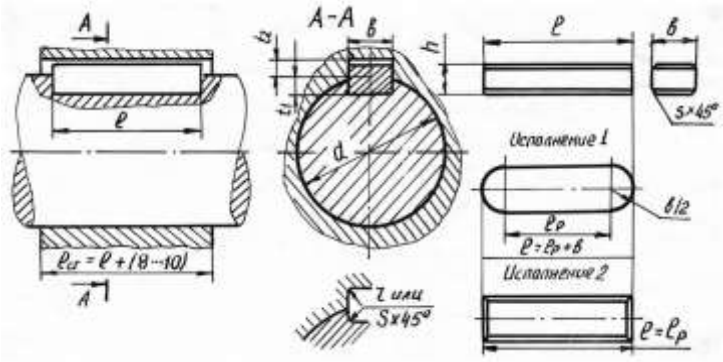

Рисунок 12 – Шпонка призматическая

1) $l_р = \frac{2000 \cdot 273,13}{100 \cdot (12-6) \cdot 150} = 6$мм,

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

$l = l_р + b$,

$l = 6 + 14 = 20$ мм.

Принимаем l=20 мм.

Определяем рабочую длину шпонки $l_р$ из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d l_P (h - t_1)} \le [\sigma_{см}],$$

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

При $d_к$=40 мм из таблицы П8

2) $l_р = \frac{2000 \cdot 72,27}{40 \cdot (8-4,5) \cdot 150} = 6,88$мм,

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда:

$l = l_р + b$,

$l = 6,88 + 10 = 16,88$ мм.

Принимаем l=20 мм.

Определяем рабочую длину шпонки $l_р$ из условия прочности на смятие:

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

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

При $d_к$=90 мм из таблицы П8

3) $l_р = \frac{2000 \cdot 76,06}{40 \cdot (9 - 5) \cdot 150} = 6,3$мм,

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда:

$l = l_р + b$,

$l = 6,3 + 10 = 16,5$ мм.

Принимаем l=20 мм.

7. Расчёт глобоидного стола

7.1. Описание стола.

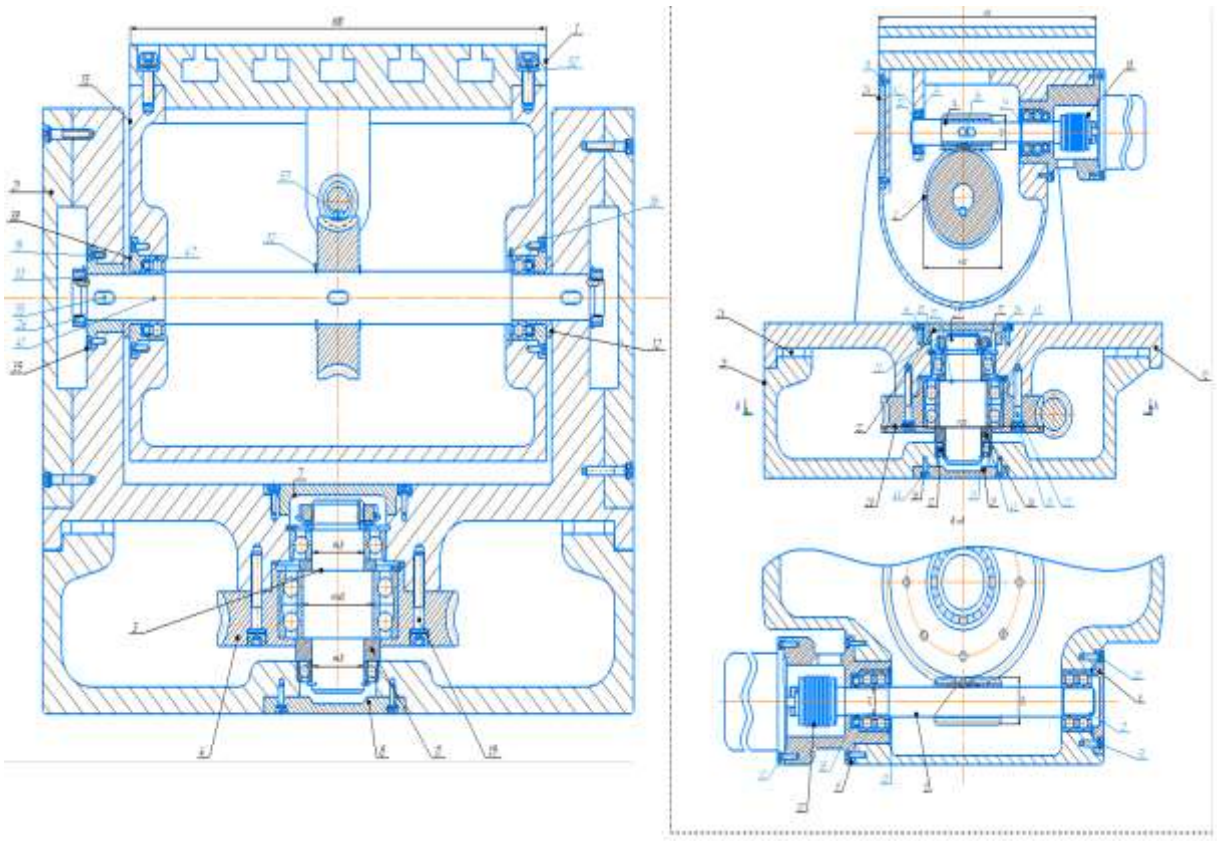

Рисунок 13- Чертёж глобоидного стола.

Приспособление состоит из поворотного механизма вокруг вертикальной оси, которое позволяет поворачиваться на нужный угол.

Принцип работы поворотного механизма.

Движение от электродвигателя через сильфонную муфту 57 подаётся на червяк 5, который находится в зацеплении с червячным колесом 28. Колесо 28 жестко соединено с поворачивающейся частью приспособления благодаря чему при его вращении верхняя часть вместе с корпусом 21 и планшайбой 1 поворачиваются на заданный угол.

Механизм поворота работает несколько иначе.

Движение от электродвигателя через сильфонную муфту 58 передается на червяк 14. Но червячное колесо 2, с которым он сопряжен, жестко закреплено в корпусе 13, и повернуться не может. Поэтому при вращении червяка он навинчивается на колесо, поворачивая вместе с собой корпус 15 с которым жестко связан.

7.2 Расчёт червячной передачи механизма поворота

Определяем число витков червяка: по стандарту $z_1 = 1;2;4$. Значение z_1 для червячных редукторов рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа u [14, с-71 т. 3.3.]

Определяем число зубьев червячного колеса:

$$z_2 = z_1 u = 1 \cdot 35 = 35$$

В силовых передачах $z_{2\min} = 26...28$, оптимальное значение $z_2 = 32...63$ (не более 80).

Определяем предварительное значение межосевого расстояния a'_wмм: [14 с-71]

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{K'_{\beta 2} T_2}{[\sigma_H]}}$$

где $K'_\beta = 0.5(K^0_\beta + 1)$ – предварительное значение коэффициента концентрации нагрузки; K^0_β – теоретический коэффициент концентрации нагрузки.

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{1.05 \cdot 273.13}{190^2}} = 121.7 мм$$

Принимаем 125мм по ГОСТ 2144-76

Определяем материал червячного колеса.

Ожидаемая скорость скольжения [14 с-70]:

$$V_c \approx \frac{4.5 n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}$$

$$V_c = \frac{4,5 \cdot 1180}{10^4} \sqrt[3]{273,13} = 3,4 \, м/с$$

Принимаем материал ЛЦ36Мц2О2С2 (Литье в кокиль).

$$\sigma_B = 320 МПа \quad \sigma_T = 180 МПа$$

Допускаемые контактные напряжения [14 с-69 т 3.1]:

$$[\sigma_H] = (275 - 25 V_c) \le 2\sigma_T$$

$$[\sigma_H] = (275 - 25 \cdot 3.4) \le 2 \cdot 180$$

$190 \le 360$ - Соответствует условию

Допускаемые напряжения при изгибе [14 с-69 т 3.1]:

$$[\sigma_F] = (0.25\sigma_T + 0.08\sigma_T)\,K_{FL} \le 0.8\sigma_T$$

$$[\sigma_F] = (0.25 \cdot 180 + 0.08 \cdot 320)0,6 \le 0.8 \cdot 180$$

$42,36 \le 144$ - Соответствует условию

Определяем коэффициент долговечности [14 с-70]:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}} =$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{9 \cdot 10^7}} = 0.6$$

где N_{FE2} - эквивалентное число циклов нагружения зуба колеса [14 с-70]:

$$N_{FE2} = 60 n_2 L h(\alpha_1 + \alpha_2 \beta_1^9 + \alpha_3 \beta_2^9)$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 300 \cdot 20000 \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.8^9 + 0.9 \cdot 0.6^9) = 9 \cdot 10^7$$

Осевой модуль, мм,

$$m = (1.4...1.7)\frac{a_w^{'}}{z_2}$$

$$m = 1.6 \cdot \frac{125}{35} = 5.71$$

Предварительное значение коэффициента диаметра червяка:

$$q = \frac{2a_w^{'}}{m} - z_2$$

$$q = \frac{2 \cdot 125}{6,3} - 35 = 10,45$$

Принимаем m=5 q=14 [14 с. 73 т. 3.4]

В целях уменьшения номенклатуры зубообрабатывающего инструмента необходимо соблюдать сочетания ,m q и z_1 , приведенные в табл. 3.4.

Для сохранения принятого значения $a_w^{'}$ при выбранных q и m передачи выполняются со смещением.

Коэффициент смещения [14 с. 73]

$$x = \frac{a_w^{'}}{m} - \frac{q + z_2}{2}$$

$$x = \frac{125}{5} - \frac{14 + 35}{2} = 0,5$$

$-0.7 \le 0.5 \le 0.7$ - соответствует условию

Определяем углы подъема витков червяка [14 с.74]:

– на делительном диаметре

$$\gamma = arctg\frac{z_1}{q}$$

$$\gamma = arctg\frac{1}{14} = 4^{\circ}08'$$

– на начальном диаметре

$$\gamma_w = arctg\frac{z_1}{q+2x}$$

$$\gamma_w = arctg\frac{1}{14+2\cdot 0.5} = 3^{\circ}81'$$

7.3 Определение геометрическ2их размеров червячной передачи:

Размеры червяка [14 с.75-76]

Делительный диаметр:

$$d_1 = mq$$

Начальный диаметр:

$$d_{w1} = m(q+2x)$$

Диаметр вершин витков:

$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

Диаметр впадин витков:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m$$

где h_h^*=1,2

Длина нарезной части:

$$b_1 = (10 + 5.5|x| + z_1)m - c$$

где $|x|$ – абсолютная величина коэффициента смещения;

$$c = \frac{(70+60x)m}{z_2} \quad \text{при } x \ge 0$$

$$c = \frac{(70+60\cdot 0.5)5}{35} = 14.28$$

$$d_1 = 5 \cdot 14 = 70 мм$$

$$d_{w1} = 5(14 + 2 \cdot 0.5) = 75 мм$$

$$d_{a1} = 70 + 2 \cdot 5 = 80 мм$$

$$d_{f1} = 70 - 2 \cdot 1.2 \cdot 5 = 58 мм$$

$$b_1 = (10 + 5.5|0.5| + 1) \cdot 5 - 14.28 = 54.17 мм$$

Размеры червячного колеса [14 с.76].

Диаметр делительный окружности колеса:

$$d_2 = mz_2$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m$$

Диаметр колеса наибольший:

$$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_f^* - x)$$

Ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_a a_w$$

где $\psi_a = 0,355$ при $z_1 = 1$

$$d_2 = 5 \cdot 35 = 175 мм$$

$$d_{a2} = 175 + 2(1 + 0.5) \cdot 5 = 190 мм$$

$$d_{aM2} \le 190 + \frac{6 \cdot 5}{1 + 2}$$

$200 \le 200$ принимаем $d_{aM2} = 200 мм$

$$d_{f2} = 175 - 2 \cdot 5(1.2 - 0.5) = 168 мм$$

$$b_2 = 0.355 \cdot 125 = 44.375 мм$$

7.4. Проверочный расчёт передачи на прочность.

Окружная скорость на червяке [14 с.75]:

$$V_{w1} = \frac{\pi m(\mathrm{q}+2x)\,\mathrm{n}_1}{60000}$$

$$V_{w1} = \frac{3.14 \cdot 5(14+2 \cdot 0.5)1180}{60000} = 4.63 \text{ м/с}$$

Скорость скольжения в зацеплении [14 с.75]:

$$V_c = \frac{V_{w1}}{\cos \gamma_w}$$

$$V_c = \frac{4.63}{\cos 3.81} = 4.64 \text{ м/с}$$

Расчетное контактное напряжение [14 с.75]:

$$\sigma_H = \frac{5300 \cdot q + 2x}{z_2} \cdot \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w \cdot (q + 2x)}\right]^3 K_H T_2} \le [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = \frac{5300 \cdot 14 + 2 \cdot 0.5}{35} \cdot \sqrt{\left[\frac{35 + 14 + 2 \cdot 0.5}{125 \cdot (14 + 2 \cdot 0.5)}\right]^3 1.26 \cdot 273.13} \le 190 \text{МПа}$$

$183.49 \le 190$ -Условие выполняется

где K_H - коэффициент нагрузки

Определение коэффициента нагрузки [15 с.12]

$$K_H = K_\beta K_V$$

где K_β - коэффициент концентрации нагрузки. Для переменных передач $K_\beta = 1.05...1.2$; K_V - коэффициент динамической нагрузки определяют по табл. 5[15 с.13 т.6]

Расчетное напряжение на рабочих поверхностях зубьев не превышает допускаемого, следовательно, ранее установленные параметры передачи можно принять:

$a_w = 175 мм; z_1 = 1; z_2 = 35; m = 5; q = 14; x = 0.5.$

7.5. Определение сил в зацеплении.

Окружная сила на колесе (осевая на червяке)[14 с.78]:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000T_2}{d_2}$$

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot 273.13}{175} = 3121.48H$$

Окружная сила на червяке (осевая на колесе) [14 с.78]:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_{w1}} = F_{t2} \cdot tg\left(\gamma_w + \varphi\right)$$

$$F_{t1} = 3121.48 \cdot tg\left(3.81 + 1.3\right) = 279.13H$$

Радиальная сила[14 с.78]:

$$F_r = F_{t2} \cdot tg20$$

$$F_r = 3121.48 \cdot tg20 = 1136.12H$$

Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба.

Эквивалентное число зубьев колеса[14 с.77]:

$$Z_V = \frac{z_2}{\cos^3\left(\gamma_w\right)}$$

$$Z_V = \frac{35}{\cos^3\left(3.81\right)} = 35.23$$

Коэффициент формы зуба колеса выбираем по таблице 3.6[14 с.78 т. 36]:

Принимаем $Y_F = 1.64$

Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса [14 с.76]:.

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot T_2 \cos\gamma_w}{1.3 \cdot m^2 d_2 \left(q + 2x\right)} \le \left[\sigma_F\right]$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1.26 \cdot 1.64 \cdot 273.13 \cdot \cos 3.81}{1.3 \cdot 5^2 \cdot 175\left(14 + 2 \cdot 0.5\right)} \le 42.36МПа$$

Условие прочности выполняется, так как $13.2 \le 42.36$ следовательно, m и q были нами выбраны верно.

Тепловой расчёт.

Определяем КПД [14 с.78]:

$$\eta = \frac{tg\gamma_w}{tg(\gamma+\varphi)}$$

$$\eta = \frac{tg4.08}{tg\left(3.81+1.3\right)} = 0.79\%$$

где $\varphi = f(V_c)$ - угол трения. $\varphi = 1^{\circ}30'$ по табл. 3,7[14 с.77 т.3.7]:

Мощность на червяке [14 с.78]:

$$P_1 = \frac{0.1 \cdot T_2 \cdot n_2}{\eta}$$

$$P_1 = \frac{0.1 \cdot 273.13 \cdot 40}{0.79} = 1382.93Bm$$

Температура рабочая [14 с.78]:

$$t_{раб} = \frac{P_1 \cdot (1-\eta)}{K_T A(1+\psi)} + 20^{\circ} = \frac{1382.93(1-0.79)}{12 \cdot 0.58(1+0.25)} + 20^{\circ} = 53.3^{\circ}$$

$$t_{раб} = \frac{1382.93(1-0.79)}{12 \cdot 0.58(1+0.25)} + 20^{\circ} = 53^{\circ}3'$$

где $K_T = 12...18$ коэффициент теплоотдачи; $A = 20a_w^{1.7} = 20 \cdot 125^{1.7} = 0.58м^2$ общая поверхность охлаждения корпуса[14 с.78]; $\psi = 0.25...0.3$ коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую раму [14 с.78].

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. : Машинострое-ние, 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.

13. https://stanok-kpo.ru/spravochnik/stanki-sovetskie-rossiyskie-importnye-spravochnaya-informatsiya/6902pmf2.html

14 В. Ф. Пантелеев, Д. В. Кочетков Расчеты деталей машин – Пенза : изд-во ПГУ, 2015 -199с

15. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; Расчет червячных передач: методические указания –СПБ: изд-во СПб ГТУРП, 2012 -37с

Приложение А

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
А4			ПГУ 15.03.02.14.00.00ПЗ	Пояснительная записка		
А1			ПГУ 15.03.02.14.00.00ВО	Общий вид станка		
А1			ПГУ 15.03.02.14.00.00КЗ	Схема кинематическая принципиальная		
А0			ПГУ 15.03.02.14.00.00СБ1	Развёртка привода главного движения		
А1			ПГУ 15.03.02.14.00.00СБ1	Свёртка привода главного движения		
А0			ПГУ 15.03.02.14.00.00СБ2	Сборочный чертёж глобоидного стола		
А1			ПГУ 15.03.02.14.00.00СБ2	Сборочный чертёж глобоидного стола		

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Щипанов А.В.		
Пров.		Липов А.В.		
Н.контр.		Кочетков Д.В.		
Утв.				

ПГУ 15.03.02.14.00.00

Ведомость ВКР

Лит.	Лист	Листов
		1

Кафедра "КПТО", группа 16МС1

Копировал

Формат А4

Приложение Б

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
A1			ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ1			
A0			ПГУ 15.03.02.14.00.00 СБ1			
				Детали		
		1	ПГУ 15.03.02.14.00.02.	Вал	1	
		3	ПГУ 15.03.02.14.00.03.	Вал	1	
		28	ПГУ 15.03.02.14.00.28.	Блок зубчатых колёс	1	
		29	ПГУ 15.03.02.14.00.29.	Зубчатое колесо z=81 m=4	1	
		30	ПГУ 15.03.02.14.00.30.	Зубчатое колесо z=34 m=4	1	
		31	ПГУ 15.03.02.14.00.31.	Зубчатое колесо z=67 m=4	1	
		32	ПГУ 15.03.02.14.00.32.	Коническое зубчатое колесо m=2, z=39	1	
		33	ПГУ 15.03.02.14.00.33.	Коническое зубчатое колесо m=2, z=39	1	
		34	ПГУ 15.03.02.14.00.34.	Шпиндель	1	
		35	ПГУ 15.03.02.14.00.35.	Крышка	1	
		36	ПГУ 15.03.02.14.00.36.	Крышка	1	
		37	ПГУ 15.03.02.14.00.37.	Крышка	1	
		38	ПГУ 15.03.02.14.00.38.	Крышка	1	
		39	ПГУ 15.03.02.14.00.39.	Крышка	1	
		40	ПГУ 15.03.02.14.00.40.	Стакан	1	
				Стандартные изделия		

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Шишпанов А.В.		
Пров.		Липов А.В.		
Н.контр.		Кочетков Д.В.		
Утв.				

ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ1

Привод главного движения

Лит.	Лист	Листов
	1	3

Кафедра "КПТО", группа 16МС1

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол	Приме-чание
		4		Винт М8-6gх20 ГОСТ 11738-84	2	
		1		Винт М6-6gх35 ГОСТ 11738-84	4	
		5		Гайка М115х2-6Н ГОСТ 11871-88	1	
		6		Гайка КМ 18 ГОСТ 8530-90	2	
		21		Гайка М115х2-6Н ГОСТ 11871-88	1	
		7		Кольцо 2С35.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		8		Кольцо А105.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		9		Кольцо 2С105.50 ХГА ГОСТ 13940-86	4	
		10		Кольцо 2С80.50 ХГА ГОСТ 13941-86	2	
		11		Манжета 1.1-50х65-1/3 ГОСТ 8752-79	1	
		12		Манжета 2.1-105 х130-1 ГОСТ 8752-79	1	
		13		Подшипник 46218К ГОСТ 831-75	2	
		14		Подшипник 307 ГОСТ 8338-75	2	
		12		Подшипник 46218К ГОСТ 831-75	2	
		15		Шайба 5Л ГОСТ 6402-70	1	
		16		Шайба 6Л ГОСТ 6402-70	5	
		17		Шайба 8Л ГОСТ 6402-70	5	
		18		Шайба ВМВ 18 ГОСТ 8530-90	2	
		19		Шайба 2.6 ГОСТ 10463-81	4	
		20		Шайба 90.37 ГОСТ 11872-89	1	
		23		Шпонка 14 х 12 х 36 ГОСТ 10748-79	3	
		22		Шпонка 12х8х36 ГОСТ 23360-78	2	
		24		Винт М8-6gх20 ГОСТ 11738-84	6	
		25		Винт М4-6gх12 ГОСТ 11738-84	2	
		27		Подшипник 46124К ГОСТ 831-75	2	
		21		Шпонка 14 х 12 х 36 ГОСТ 10748-79	3	
				Прочие изделия		

Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ1	Лист 2

Копировал Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		24		Электродвигатель 2ПН180L	1	

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ1	Лист 3

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
A1			ПГУ 15.03.02.14.00.00 СБ2			
A0			ПГУ 15.03.02.14.00.00 СБ2			
				Детали		
		1	ПГУ 15.03.02.14.00.01	Планшайба	1	
		25	ПГУ 15.03.02.14.00.25	Корпус	1	
		15	ПГУ 15.03.02.14.00.15	Корпус	1	
		2	ПГУ 15.03.02.14.00.02	Тела скольжения	1	
		3	ПГУ 15.03.02.14.00.03	Вал	1	
		4	ПГУ 15.03.02.14.00.04	Червячное колесо	1	
		2	ПГУ 15.03.02.14.00.02	Червячное колесо		
		5	ПГУ 15.03.02.14.00.05	Червяк	1	
		14	ПГУ 15.03.02.14.00.14	Червяк	1	
		6	ПГУ 15.03.02.14.00.06	Крышка	1	
		7	ПГУ 15.03.02.14.00.07	Крышка	1	
		8	ПГУ 15.03.02.14.00.08	Крышка	1	
		21	ПГУ 15.03.02.14.00.21	Крышка	2	
		24	ПГУ 15.03.02.14.00.24	Крышка	1	
		9	ПГУ 15.03.02.14.00.09	Стакан	2	
		38	ПГУ 15.03.02.14.00.38	Стакан	2	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Шишпанов А.В.		
Пров.		Липов А.В.		
Н.контр.		Кочетков Д.В.		
Утв.				

ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ

Глобоидный стол

Лит.	Лист	Листов
	1	3

Кафедра "КПТО", группа 16МС1

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		39	ПГУ 15.03.02.14.00.39	Втулка	2	
		10	ПГУ 15.03.02.14.00.10	Втулка	1	
		11	ПГУ 15.03.02.14.00.13	Корпус	1	
				Стандартные изделия		
		14		Винт М3-6gх10 ГОСТ 11738-84	5	
		15		Винт М3-6gх14 ГОСТ 11738-84	5	
		16		Винт М4-6gх8 ГОСТ 11738-84	2	
		17		Винт М4-6gх12 ГОСТ 11738-84	6	
		18		Винт М4-6gх14 ГОСТ 11738-84	2	
		19		Винт М6-6gх35 ГОСТ 11738-84	6	
		20		Винт М10-6gх25 ГОСТ 11738-84	4	
		21		Гайка КМ 6 ГОСТ 8530-90	1	
		22		Гайка КМВ 25 ГОСТ 8530-90	1	
		23		Кольцо А17.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		24		Кольцо 2С19.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		25		Кольцо С25.50 ХГА ГОСТ 13940-86	2	
		26		Кольцо А30.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		27		Кольцо А35.50 ХГА ГОСТ 13940-86	2	
		28		Кольцо 2В36.50 ХГА ГОСТ 13940-86	2	
		29		Кольцо А40.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		30		Кольцо В52.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		31		Кольцо А55.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		32		Кольцо 2С65.50 ХГА ГОСТ 13940-86	1	
		33		Манжета 1.1-17 х35-1 ГОСТ 8752-79	2	
		34		Манжета 1.1-35 х50-1 ГОСТ 8752-79	1	
		35		Подшипник 1046905 ГОСТ 831-75	1	
		36		Подшипник 1046906 ГОСТ 831-75	1	

Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ

Лист 2

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		37		Подшипник 36106К6 ГОСТ 831-75	2	
		38		Подшипник 336108К ГОСТ 832-78	1	
		39		Подшипник 106 ГОСТ 8338-75	2	
		47		Подшипник 203 ГОСТ 8338-75	6	
		40		Шайба 3Л ГОСТ 6402-70	9	
		41		Шайба 4Л ГОСТ 6402-70	10	
		42		Шайба 6Л ГОСТ 6402-70	6	
		43		Шайба 10Л ГОСТ 6402-70	4	
		44		Шайба МВ 5 ГОСТ 8530-90	2	
		45		Шайба МВ 6 ГОСТ 8530-90	1	
		46		Шпонка 8 х 7 х 18 ГОСТ 23360-78	3	
		47		Шпонка 8 х 7 х 22 ГОСТ 23360-78	2	
		48		Шпонка А 8 х 5 х 18 ГОСТ 29175-91	1	
				Прочие изделия		
		51		Сильфонная муфта	1	
		58		Сильфонная муфта	1	

Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПГУ 15.03.02.14.00.00.СБ	Лист 3

Копировал Формат А4