

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Компьютерное проектирование технологического оборудования»

Курсовой проект

по дисциплине «Расчет и конструирование станков»

**на тему «Проектирование конструкции привода главного движения станка по
типу базового модели 6902ПМФ2»**

ПГУ 1.15.03.02.11.00.00 ПЗ

Направление подготовки 15.03.02 *Технологические машины и оборудование*

**Профиль подготовки *Металлообрабатывающее оборудование и
технологическая оснастка***

**Выполнил студент: _____ Оськи Ф.А.
Группа: 16МС1**

Руководитель: _____ Павловский П.Г.

Работа защищена с оценкой _____

Дата защиты _____

2019

Реферат

Курсовая работа по дисциплине «Расчет и конструирование станков» на тему «Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2» состоит из пояснительной записки и графической части.

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

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2, выполненный на 34 листах, в котором 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.

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Компоновка привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2.

Лист формата А1- Свертка коробки скоростей

Лист формата А2 – Шпиндель

Лист формата А3- Вал

Лист формата А3 –коническое зубчатое колесо

Лист формата А3 –зубчатое колесо

					ПГУ 2.15.03.02.19.00.00ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат							
Разраб.		Оськин Ф.А			Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2	Лит.		Лист		Листов	
Провер.		Павловский П.Г.						2			
						Каф. «КПТО», гр. 16МС1					
Н. контр.											
Утв.											

Содержание

1 Общие сведения о базовой модели станка.....	4
2 График частот вращения шпинделя.....	6
3 Числа зубьев в передачах.....	12
4 Кинематическая схема привода главного движения.....	17
5 Эскизное оформление привода главного движения.....	18
5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	18
5.2 Модули зубьев в передачах.....	19
5.3 Диаметры валов.....	21
5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	23
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	25
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	28
6. Силовой расчет привода главного движения.....	28
6.1 Расчет валов на прочность.....	28
6.2 Расчет шпиндельного узла.....	35
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	37
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	40
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	43
6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений.....	44
Список использованной литературы.....	46
Приложение.....	48

1 Общие сведения о базовой модели станка

Станок горизонтально-фрезерный-сверлильно-расточный с крестовым поворотным столом, числовым программным управлением и инструментальным магазином модели 6902ПМФ2 предназначен для комплексной обработки корпусных деталей средних и малых размеров с 4-х сторон без переустановок.

На станке может производиться получистовое и чистовое фрезерование деталей концевым, торцевым и дисковыми фрезами, а также растачивание, сверление, зенкерование, развертывание и нарезания резьбы метчиками.

Станок может обрабатывать детали из чугуна, стали, цветных металлов, пластмассы.

Управление станком производится с помощью перфорированной ленты от системы числового программного управления. Однако станок может управляться и вручную органами управления, расположенными на пульте управления.

На станке программируются координатные перемещения стола, шпиндельной головки, скорости этих перемещений, числа оборотов шпинделя, смена инструмента, коррекция инструмента, циклы обработки.

Наличие на станке ЧПУ дает возможность записать на ленту или серию лент программы обработки деталей с практически неограниченным количеством различных операций. Замена ленты позволяет осуществить быстрый переход на обработку новой детали.

Гибкость переналадки станка на обработку нового изделия способствует также возможность быстрой замены инструментов в магазине.

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Технические характеристики станка 6902ПМФ2

Параметр	Значение
Класс точности станка по <u>ГОСТ 8-82</u> (Н, П, В, А, С)	П
Длина рабочей поверхности стола, мм	320
Ширина стола, мм	250
Наибольшее перемещение по осям X,Y,Z, мм	320_320
ЧПУ	Размер-2М
Пределы частот вращения шпинделя Min/Max, об/мин.	63 - 2500
Мощность, кВт	3
Габариты, мм	2780_2050_1860
Масса, кг	4000
Начало серийного выпуска, год	1976
Завод-производитель	Вильнюсский станкостроительный завод "Жальгирис"

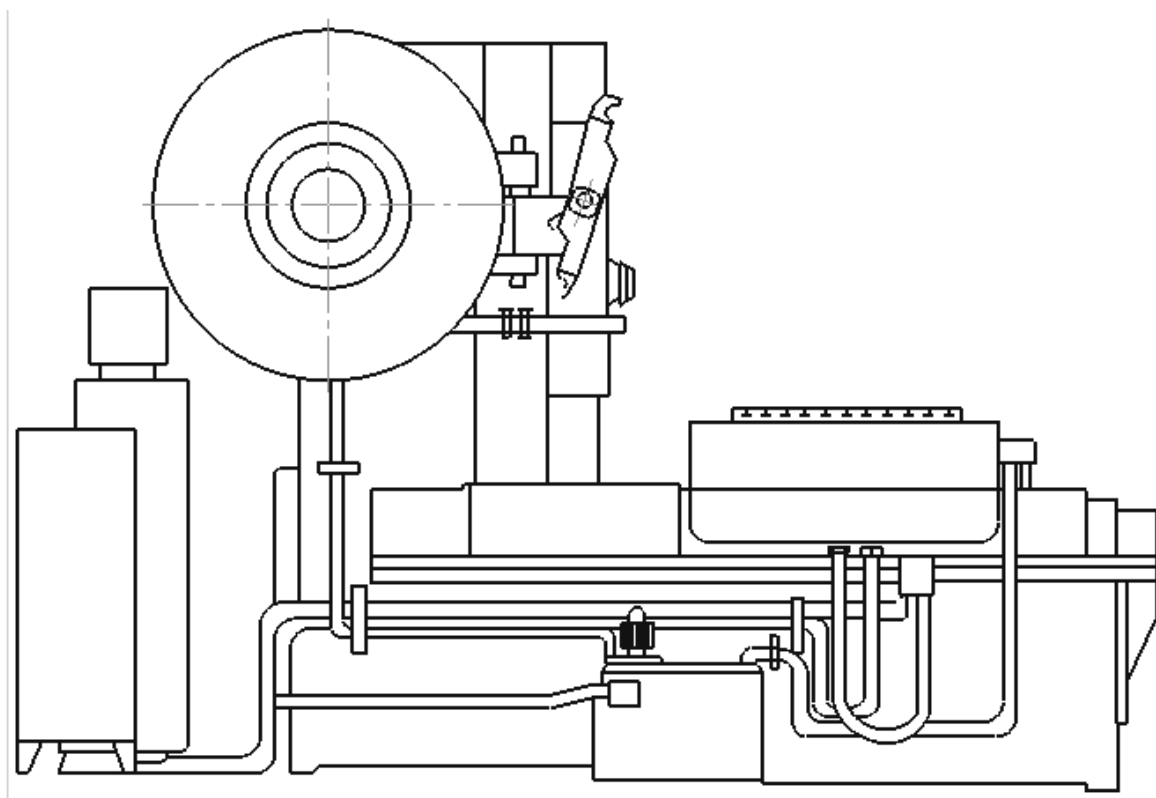


Рисунок 1 – Общий вид станка модели 6902ПМФ2.

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]:

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

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

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

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

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

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

где $R_{\Pi} = 40$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 60 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ мин}^{-1}.$$

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);

η – КПД привода.

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

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{4}{0,85} = 4,7 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН180М [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 5,6 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{1дв}} = 42 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{40}{4} = 10.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 40}{\lg 4} = 2,7.$$

Это значение можно округлить до 2 и 3.

Принимаем $z = 2$, 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 –

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\varphi = 1,26$; 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]:

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

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

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]:

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 10}{\lg 1,26} = 9,96.$$

Округляем до $K_m = 10$.

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 4 интервала можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

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

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$R_{п(\phi)} = R_{дв(P)} R_{к(\phi)}.$$

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

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

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{п(\phi)} = 4 \cdot 4 = 16.$$

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]:

$$K_1 = \frac{\lg(n_{дв(мах)} / n_{шп(мах)})}{\lg \phi},$$

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 2400)}{\lg 1,26} = 0,97,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 16}{\lg 1,26} = 11,996,$$

принимаем $K_2 = 12$.

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

$$K_{общ} = K_1 + K_2,$$

$$K_{общ} = 1 + 12 = 13.$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 14 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: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1090; 800; 630; 500; 400; 315; 200; 160 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 2500 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 12$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 4 интервала вверх по II валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 400 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *A* проводим луч на три ($6 - 4 = 2$) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$. 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 ($n_{\text{шп}} = 125 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 100 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 80 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 63 \text{ мин}^{-1}$,)

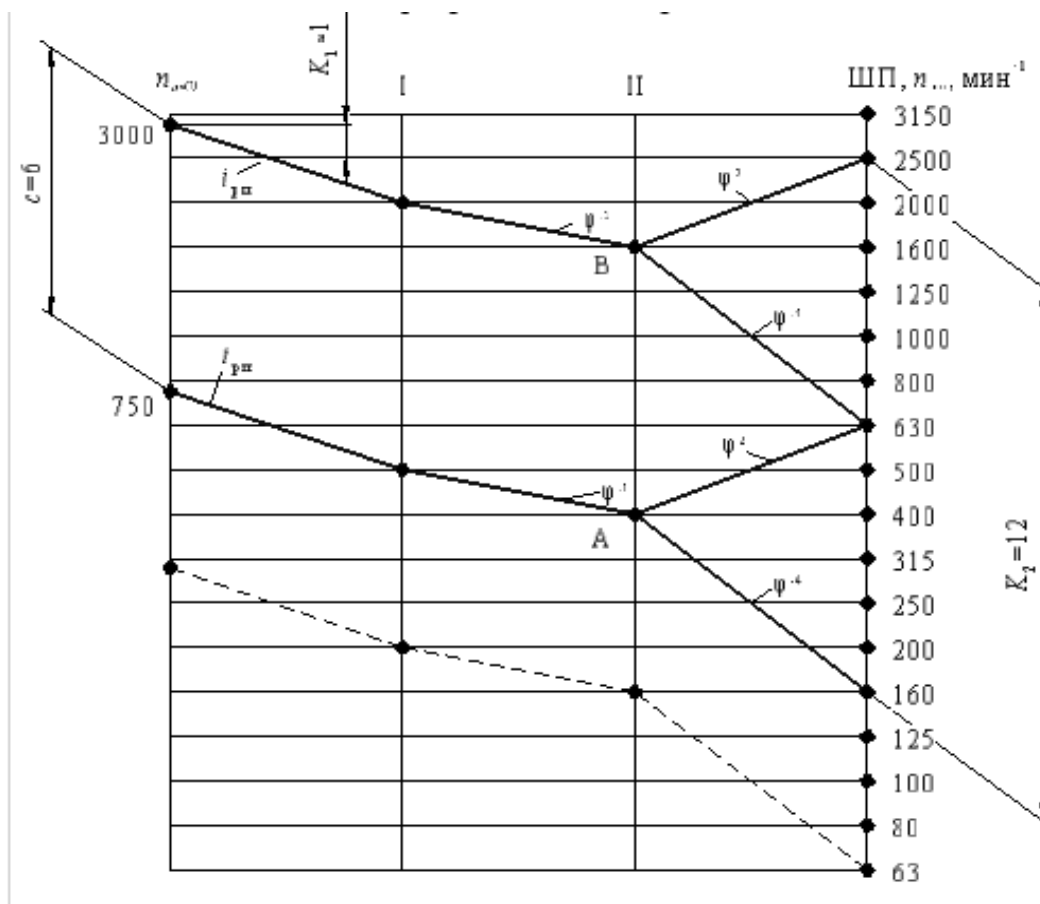


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

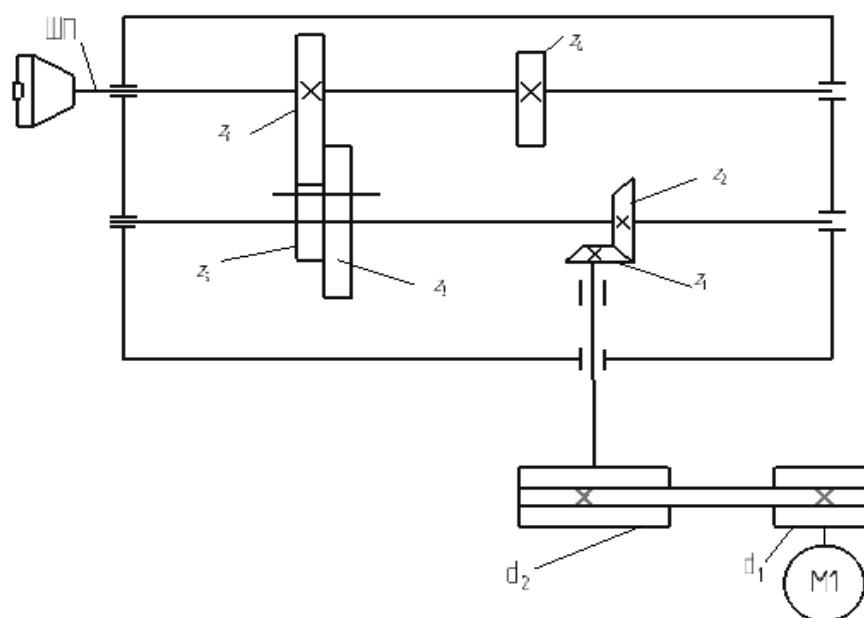


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант).

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, используя таблицу 7 [1, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев Σz , начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев Σz и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача:

$$\text{передаточное отношение} - i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_1} = \frac{3000}{2000} = 1,5 \quad \text{или} \quad i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{750}{500} = 1,5$$

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

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1,5$ 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]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{5,6}{750} = 71,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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 $d_{1\text{min}} = 160 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $W_p = 14 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 240 \text{ мм}^2$.

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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{71,31} = 157,6 \text{ мм}.$$

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,

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

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

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

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

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 160 \cdot 1,5 (1 - 0,015) = 236,4 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 240 \text{ мм}$ [3, с. 96].

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

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

$$i_{\text{пр}} = \frac{240}{160(1 - 0,015)} = 1,52.$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	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 $c = 1,35$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,35 \cdot 240 = 324 \text{ мм} .$$

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,

$$d_{\text{ср}} = \frac{160 + 240}{2} = 200 \text{ мм} ,$$

$$\Delta = \frac{240 - 160}{2} = 40 \text{ мм} ,$$

$$L_p = 2 \cdot 324 + 3,14 \cdot 200 + \frac{40^2}{324} = 1280,93 \text{ мм} ,$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_p = 1250 \text{ мм}$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

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

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

$$a = \frac{1250 - 3,14 \cdot 200}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1250 - 3,14 \cdot 200)^2 - 8 \cdot 40^2} = 308,4 \text{ мм} .$$

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{40}{308,4} = 14,9^{\circ}.$$

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

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

$$\alpha = (180 - 14,9) = 165,1^{\circ}.$$

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

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

$$U = \frac{1000 \cdot 21,98}{1250} = 20,1 \text{ с}^{-1}.$$

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

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

$$d_e = 160 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,5)}) = 175,7 \text{ мм}.$$

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

$$z_1 - z_2: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{n_1}{n_{\text{II}}} = \frac{2000}{1600} = 1,25 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{500}{400} = 1,25 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^{-1} = 1,26$$

– по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = 1,26$, $\sum z = 72$, $z_1 = 32$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 72 - 32 = 40.$$

3) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{II}}} = \frac{2500}{1600} = 1,56 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{630}{400} = 1,57 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^2 = 1,56 -$$

по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = 1,58$, $\sum z = 108$, $z_4 = 42$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_3 = \sum z - z_4 = 108 - 42 = 66;$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$z_5 - z_6$: передаточное отношение — $i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{1600}{630} = 2,54$ или

$$i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = \frac{400}{160} = 2,5 \text{ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), } \varphi^4 = 2,52 -$$

по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = 2,51$, $\sum z = 108$, $z_5 = 31$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_6 = \sum z - z_5 = 108 - 31 = 77$.

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 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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 (шків) с большим числом зубьев (большого диаметра) и наоборот [1, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая разрабатываемого привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

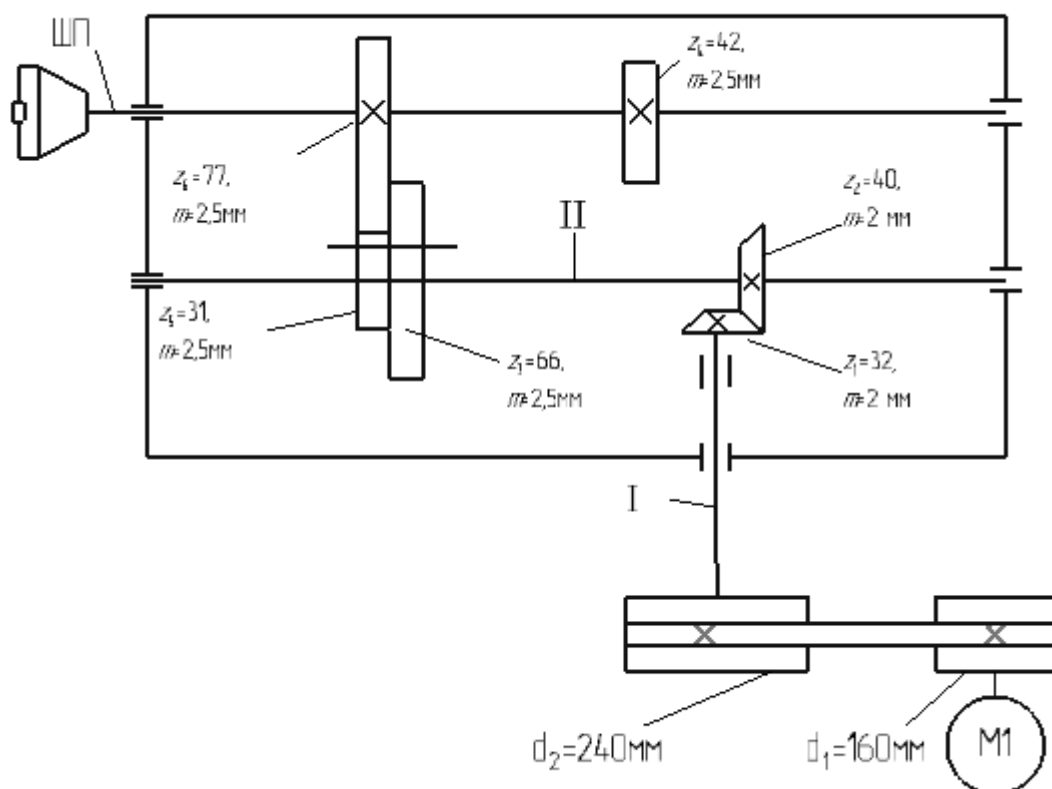


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант).

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} \left(R_{\text{п}}^{1/3} \dots R_{\text{п}}^{1/4} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 60 \left(40^{1/3} \dots 40^{1/4} \right) = (205,2 \dots 150,9) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 160 \text{ мин}^{-1}$.

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

$$n_{\text{шп расч}} = 160 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 400 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 500 \text{ мин}^{-1}$$

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

$$P_{\text{дв}} = 5,6 \text{ кВт},$$

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

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

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 5,6 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 5,27 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 5,27 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,06 \text{ кВт},$$

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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_{\text{шп}} = 5,06 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,86 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{5,27}{500} = 100,66 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{5,06}{400} = 120,81 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{4,86}{160} = 290,08 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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]:

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

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

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, Н·м;

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$K_{H\beta}$ – 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_o , 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 40ХН с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (50...55)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 270$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 32, \quad i_{зп(z_1-z_2)} = 1,26, \quad M_{кл} = 100,66 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,78,$$

$$m_k = \frac{770}{32} \cdot \sqrt[3]{\frac{100,66 \cdot 1,12 \cdot (1,26 + 1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,91 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{100,66 \cdot 1,2 \cdot 3,78}{32^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,25 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм,

переборная группа :

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$z_3 - z_4: \quad z_4 = 42, \quad i_{3п(z3-z4)} = 1,58, \quad M_{кшп} = 290,08 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,69,$$

$$m_k = \frac{770}{42} \cdot \sqrt[3]{\frac{290,08 \cdot 1,12 \cdot (1,58 + 1)}{1,58 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,01 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{290,08 \cdot 1,2 \cdot 3,69}{42^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,6 \text{ мм},$$

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

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 31, \quad i_{3п(z5-z6)} = 2,51, \quad M_{кшп} = 120,81 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,79,$$

$$m_k = \frac{770}{31} \cdot \sqrt[3]{\frac{120,81 \cdot 1,12 \cdot (2,51 + 1)}{2,51 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,94 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{120,81 \cdot 1,2 \cdot 3,79}{31^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2,57 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$.

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,27}{500}} = 35,24 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,06}{400}} = 36,89 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{II \min} = 40 \text{ мм}$.

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]:

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп} \min} = 5,6 / (0,15 \dots 0,35) = (37,33 \dots 16) \text{ мм},$$

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

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,

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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 6902ПМФ2) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

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

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

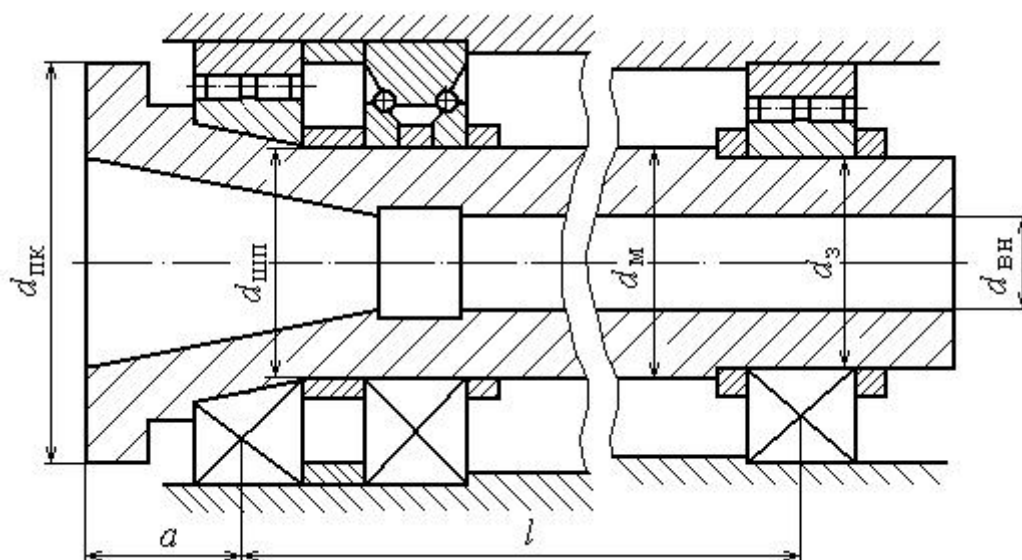


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) [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) $d_{\text{м min}} = 90 \text{ мм}$.

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

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

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

принимаем (ориентировочно) $d_{3 \min} = 80 \text{ мм}$.

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 2ПФ180М – $d_{1 \text{ дв}} = 42 \text{ мм}$.

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.

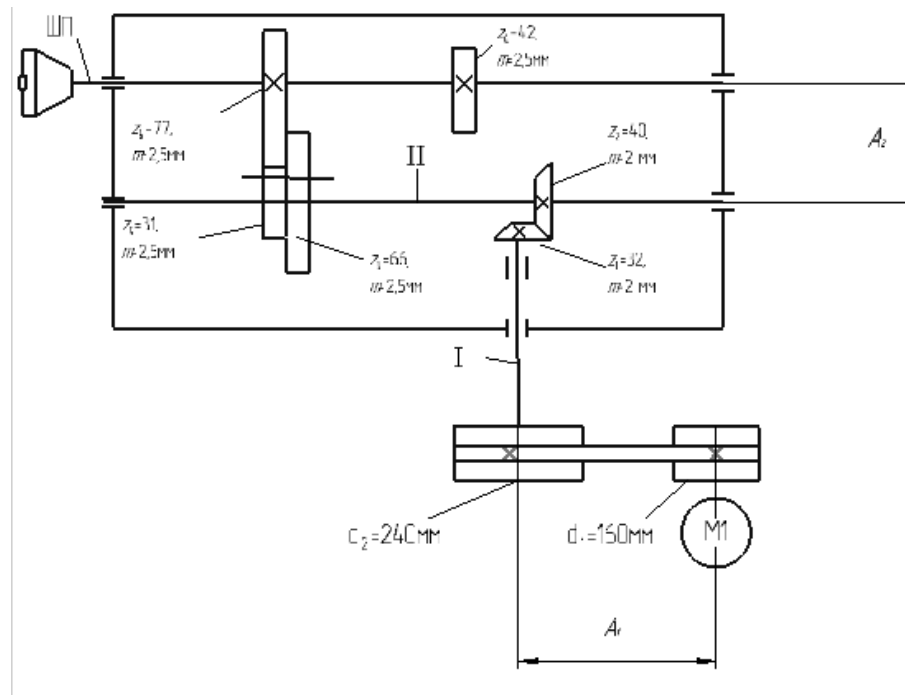


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 308,4 \text{ мм}$.

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

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

$$A_2 = \frac{2,5}{2}(66 + 42) = \frac{2,5}{2}(31 + 77) = 135 \text{ мм}.$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры конических колес:

Тогда,

$$z_1 = 32, m = 2,5 \text{ мм},$$

- внешний делительный диаметр [3],

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1,$$

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

$$d_{e1} = 3,98 \cdot 32 = 127 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = 3,98 \cdot 40 = 159,2 \text{ мм},$$

- внешний окружной модуль

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

$$m_e = \frac{159}{40} = 3,98,$$

- внешний делительный диаметр

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

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{1,08 \cdot 1,18 \cdot 120,8 \cdot 1,25}{503^2 \cdot 0,85}} = 158,999 \text{ мм}$$

- внешний диаметр вершины зубьев

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

- углы делительных конусов

$$\delta_1 = \arctg \frac{32}{40} = 51,3^\circ; \quad \cos \delta_2 = 90 - \delta_1 = 39^\circ;$$

$$d_{ae1} = 127 + 2 \cdot (1 + 0,16) \cdot 3,98 \cdot \cos 51,3 = 132,77 \text{ мм};$$

- средний окружной модуль

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

$$m_m = 3,75 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,4 \text{ мм};$$

- средний делительный диаметр

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

$$d_{m1} = 3,4 \cdot 32 = 108,8 \text{ мм},$$

-внешнее конусное расстояние

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

$$R_e = \frac{3,98}{2} \cdot \sqrt{32^2 + 40^2} = 101,49 \text{ мм};$$

-ширина зубчатых венцов колес

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

$$b_1 = 0,285 \cdot 101,49 = 28,9 \text{ мм};$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

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

$$d_{ae2} = 159 + 2 \cdot (1 + 0,15) \cdot 3,98 \cdot \cos 39 = 166,3 \text{ мм};$$

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

$$d_{m2} = 136;$$

– делительный диаметр колес :

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев :

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев :

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

– ширина венца колес :

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

$$z_3 = 66, \quad m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 66 = 165 \text{ мм},$$

$$d_a = 165 + 2 \cdot 2,5 = 170 \text{ мм},$$

$$d_f = 165 - 2,5 \cdot 2,5 = 158,75 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2,5 = (20 \dots 25) \text{ мм},$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_4 = 42, m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 42 = 105 \text{ мм},$$

$$d_a = 105 + 2 \cdot 2,5 = 110 \text{ мм},$$

$$d_f = 119 - 2,5 \cdot 2,5 = 98,75 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2,5 = (20 \dots 25) \text{ мм},$$

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_5 = 31, m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 31 = 78 \text{ мм},$$

$$d_a = 78 + 2 \cdot 2,5 = 83 \text{ мм},$$

$$d_f = 83 - 2,5 \cdot 2,5 = 71,75 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2,5 = (20 \dots 25) \text{ мм},$$

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_6 = 77, m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 77 = 193 \text{ мм},$$

$$d_a = 193 + 2 \cdot 2,5 = 198 \text{ мм},$$

$$d_f = 198 - 2,5 \cdot 2,5 = 191,75 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2,5 = (20 \dots 25) \text{ мм},$$

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100 \text{ мм}$, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(мах)}}$, 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].

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

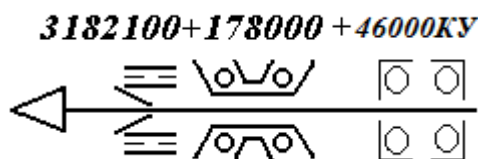


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6. Силовой расчет привода главного движения.

6.1 Расчет валов на прочность.

1) Расчет вала I (рисунок 8)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 100,66$ Н·м делительный диаметр колеса z_1 , $d = 108,8$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,062$ м; $b=0,138$ м; $c=0,153$ м;

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

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 100,66}{0,108} = 1854,1 \text{ Н}$$

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

$$P_{y1} = 0,5 \cdot P_{x1} = 0,5 \cdot 1854,1 = 932,05 \text{ Н}$$

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

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

$$Q_I = 1,1 \cdot 1854,1 = 250,4 \text{ Н}$$

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

$$F_p = \frac{0,95 \cdot F_{тр}}{\psi}$$

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

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

$d_{\text{шк}}$ – диаметр шкива;

$$d_{\text{шк}} = 175,7 \text{ мм};$$

ψ – для клиноременной передачи;

$$\psi = 0,7;$$

T – крутящий момент на шкиве;

$$T = 100,66 \text{ Н·м};$$

$$F_{\text{тп}} = \frac{2000 \cdot 100,66}{175,7} = 1145,8 \text{ Н}$$

$$F_{\text{р}} = \frac{0,95 \cdot 1145,8}{0,7} = 1555 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,138 \cdot 932,05}{0,062 + 0,138} = 643,11 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,138 \cdot 1854,1}{0,062 + 0,138} = 1279,33 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,138 \cdot 932,05}{0,062 + 0,138} = 643,11 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,138 \cdot 1854,1}{0,062 + 0,138} = 1279,33 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы $F_{\text{р}}$:

$$A_{\text{р}} = \frac{F_{\text{р}} \cdot (a + b + c)}{(a + b)} = \frac{1555 \cdot (0,062 + 0,138 + 0,153)}{(0,062 + 0,138)} = 2744,6 \text{ Н}$$

$$B_{\text{р}} = \frac{F_{\text{р}} \cdot c}{(a + b)} = \frac{1555 \cdot 0,153}{(0,062 + 0,138)} = 1189,6 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_{\text{р}} = \sqrt{643,11^2 + 1279,33^2} + 2744,6 = 4176,5 \text{ Н}$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_p = \sqrt{643,11^2 + 1279,33^2} + 1189,6 = 2621,5 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 643,11 \cdot 0,062 = 39,9 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^y = A_y \cdot a = 1279,33 \cdot 0,062 = 79,39 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент от силы F_p :

$$M_{z3}^p = F_p \cdot c = 1555 \cdot 0,153 = 237,9 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_c^p = B_p \cdot a = 1189,6 \cdot 0,062 = 73,8 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^p = \sqrt{39,9^2 + 79,39^2} + 73,8 = 162,65 \text{ Нм}$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

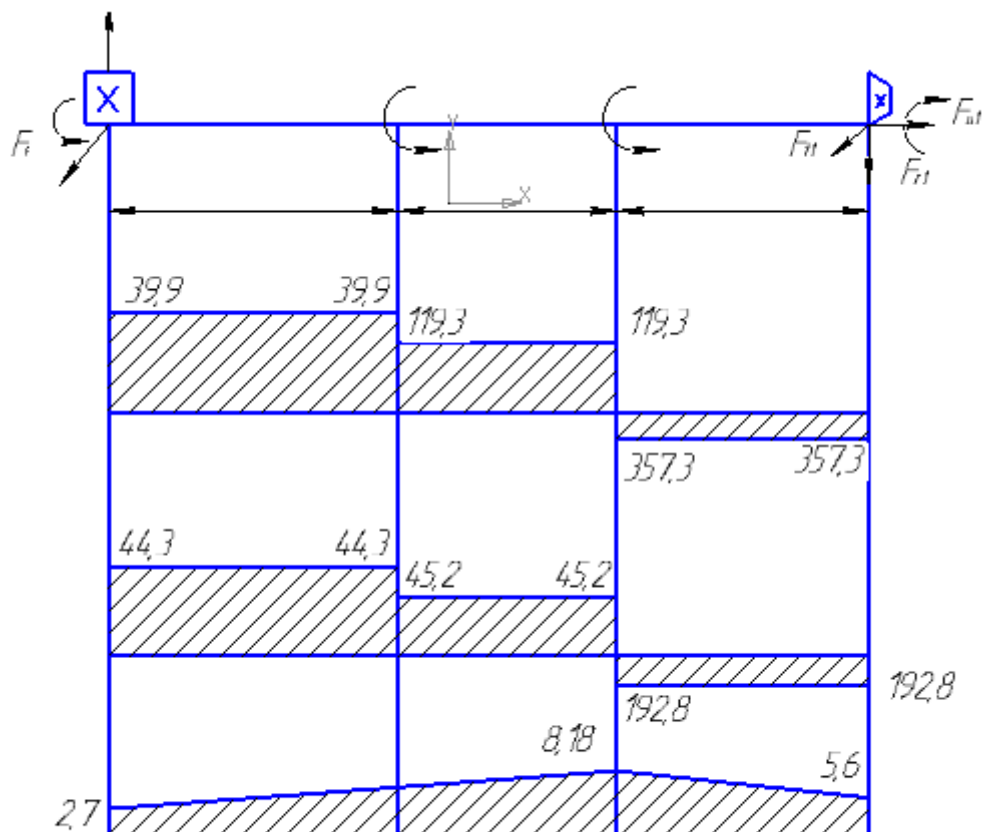


Рисунок 8. Эпюры моментов для вала I.

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{162,65^2 + 0,5 \cdot 100,66^2}}{360} = 0,5 \text{ мм}$$

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

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,5}{3,14}} = 1,72 \text{ мм}$$

1,72 мм < 40 мм, следовательно условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 9)

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

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]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 1510,13 = 755,065 \text{ Н}$$

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 313,79 = 156,895 \text{ Н}$$

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]:

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

$$F_I = \sqrt{1854,14^2 + 932,05^2} = 2075,22 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,055 \cdot 156,9 - 0,064 \cdot 755,1}{0,055 + 0,32} = 101,25 \text{ Н}$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,055 \cdot 313,79 - 0,064 \cdot 1510,125}{0,055 + 0,32} = 202,5 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,32 \cdot 156,9 - 0,064 \cdot 755,1}{0,055 + 0,32} = 5,02 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,32 \cdot 313,79 - 0,064 \cdot 1510,125}{0,055 + 0,32} = 10,04 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{2075,22 \cdot (0,055 + 0,32 - 0,064)}{0,055 + 0,32} = 1721,05 \text{ Н}$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{2075,22 \cdot 0,064}{0,055 + 0,32} = 354,17 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{101,25^2 + 202,5^2} + 1721,05 = 1947,5 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{5,02^2 + 10,04^2} + 354,17 = 365,4 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 101,25 \cdot 0,055 = 5,57 \text{ Нм}$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 5,02 \cdot 0,32 = 1,6 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 202,5 \cdot 0,055 = 11,14 \text{ Н}$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 10,04 \cdot 0,064 = 0,64 \text{ Н}$$

- изгибающий момент от силы F_I :

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -2075,22 \cdot 0,064 = -132,8 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 1721,05 \cdot 0,055 = 94,66 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{5,57^2 + 11,14^2} + 94,66 = 107,11 \text{ Нм}$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

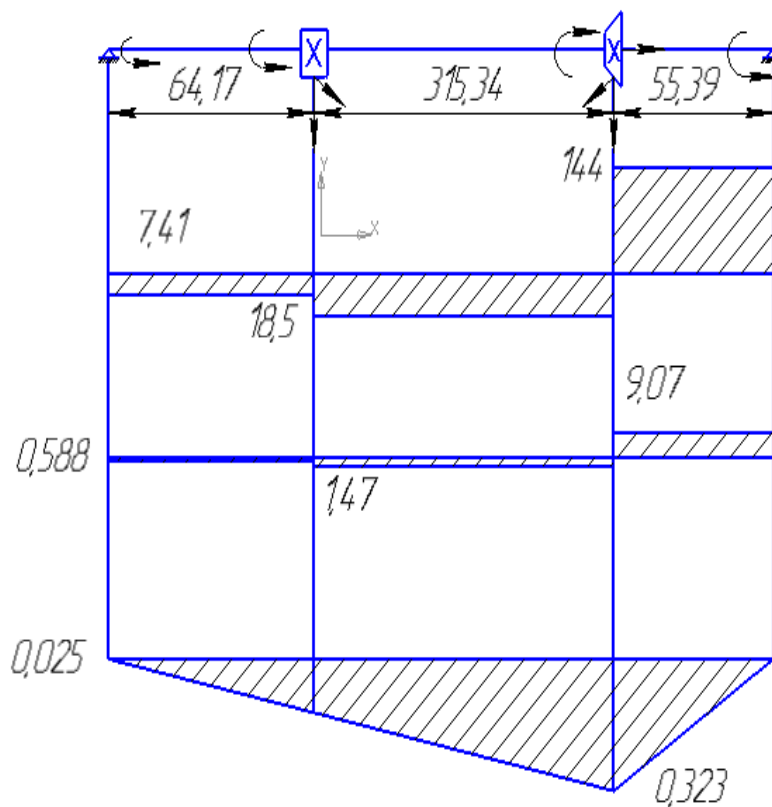


Рисунок 9. Эпюры моментов для вала II.

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{107,11^2 + 0,5 \cdot 120,8^2}}{360} = 0,38 \text{ мм}$$

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

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,38}{3,14}} = 1,57 \text{ мм}$$

1,57 мм < 46 мм, следовательно условие выполняется.

Поскольку $d_{pac}=1,57$ 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.

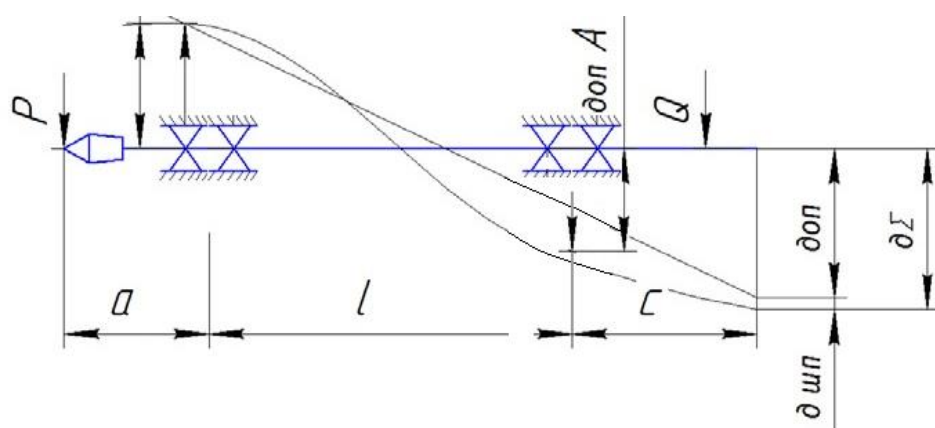


Рисунок 10 – Шпиндельный узел

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, а- вылет переднего конца шпинделя; а=81,8мм.

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

Е- модуль упругости материала шпинделя;

Материал шпинделя- сталь 40Х. $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

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

l- длина межопорного участка шпинделя;

$$l = 440,69 \text{ мм}.$$

j_A, j_B - радиальная жесткость передней и задней опоре (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38])

$$j_A = 0,55 \cdot 10^6, \quad j_B = 0,15 \cdot 10^6;$$

Р и Q- величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания Р:

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

где, N_v -эффективная мощность резания (по заданию) равно 4кВт.

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; $D_{\max} = 100 \text{ мм}$.

n_p -расчетная частота вращения заготовки; $n_p = 160 \text{ об/мин}$.

$$V_p = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 160}{1000} = 50,24 \text{ м/мин}$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 4}{50,24} = 4777,07 \text{ Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = 0,9 J_1$$

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

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (100^4 - 32^4) = 4,85 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$J_1 = \frac{4,85 \cdot 10^6}{0,9} = 5,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Определяем составляющую силы Q, силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{313,79^2 + 156,895^2} = 350,83 \text{ Н}$$

Радиальное упругое перемещение δ_Σ , мм, переднего конца шпинделя

рассчитываем с учетом заземления т.к в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент заземления $\xi=0,45$.

$$\begin{aligned} \delta_\Sigma &= P \cdot \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\xi) + j_b (l + a(1-\xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] - \\ &- Q(1-\xi) \cdot \left[\frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right] \\ \delta_\Sigma &= 4777,07 \cdot \left[\frac{81,8^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 5,4 \cdot 10^6} + \frac{440,69 \cdot 81,8^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} + \right. \\ &\left. \frac{0,55 \cdot 10^6 \cdot 81,8^2 \cdot (1-0,45) + 0,15 \cdot 10^6 (440,69 + 81,8 \cdot (1-0,45))^2}{0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,15 \cdot 10^6 \cdot 440,69^2} \right] - \\ &- 350,83 \cdot (1-0,45) \cdot \left[\frac{0,15 \cdot 10^6 (440,69 + 81,8)(81,8 - 139,1) - 0,15 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 10^6 \cdot 0,55 \cdot 10^6 \cdot 81,8^2} - \right. \\ &\left. - \frac{81,8}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6 \cdot 81,8} (139,13^3 + 2 \cdot 440,69^2 \cdot 139,13 - 440,69 \cdot 139,13^2) \right] = \\ &= 4777,07 \cdot (0,00000016 + 0,00000053 + 0,000000899) - 192,96 \cdot (0,00000015 - 2,7 \cdot 31141872,8 = 0,00162 \text{ мм} = 1,62 \text{ мкм} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \Theta_A &= \frac{1}{3EJ_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right) \\ \Theta_A &= \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7,07 \cdot 10^6} \cdot \left(4777,07 \cdot 81,8 \cdot 440,69 - \frac{81,8}{2 \cdot 440,69} \cdot (139,13^3 - 2 \cdot 440,69^2 \cdot 139,13 - 3 \cdot 440,69 \cdot 139,13^2) \right) = 0,0004 \text{ рад} \end{aligned}$$

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, определяются по формуле

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Сила натяга определяется по формуле

$$F_H = kd;$$

$$F_H = 0,02 \cdot 70 = 1,4, \text{ Н};$$

Для указанных комплексных опор

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

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

$$\Delta = \left(\frac{1,4}{61800}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{2^{2/3}}\right) = 0,000022 \cdot 3,2 = 0,0000704 \text{ мм};$$

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

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

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

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

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

Принимаем 2;

Угловая жесткость $j_{угл}$, Н·мм / рад, определяется по формуле

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

$$j_{угл} = \frac{(70 + 125)^2}{32} \cdot 1,6 = 1901,25 \text{ Н} \cdot \text{мм} / \text{рад};$$

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

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

$$\delta = \frac{4 \cdot 1 \cdot 2}{\pi \cdot 70 \cdot 24} \left(1 + \frac{70}{125}\right) = 0,0023 \text{ мм};$$

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Посчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние

$l_{\text{опт}} \approx (2,5 \dots 3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью j_{max} ,

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

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

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

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

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

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

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

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

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

Условие выполняется, следовательно опоры выбраны правильно.

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.

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

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

2. Ориентировочное значение средней окружности скорости по формуле:

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

3. Назначаем 8-ю степень точности изготовления колес, так как $V_m' < 8$ м/с.

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

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

где $K_{HV} = 1,08$ из табл. 2.5 для 9-й степени точности при $V = 1,38$ м/с; $K_{H\beta} = 1,18$ - 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

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

10. Ширина зубчатых венцов колес

$$b = b_1 = b_2 = 0,285 R_e$$

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

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

– средний окружной модуль:

$$m_m = m_e (1 - 0,5 K_{be})$$

– 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):

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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

– шестерни:

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

– колеса:

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

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

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

14. Определяем силы, действующие на валы от зубчатых колес:

– окружная сила:

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

– радиальная сила от шестерни:

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

– осевая сила от шестерни:

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin \delta_1 = F_{r2}.$$

$z_5 - z_6$: $z_5 = 31$, $z_6 = 77$ $i_{3n(z5-z6)} = 2,51$, $M_{кл(z1-z2)} = 120,81 \text{ Нм}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}$, $Y_F = 4$,

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

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

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

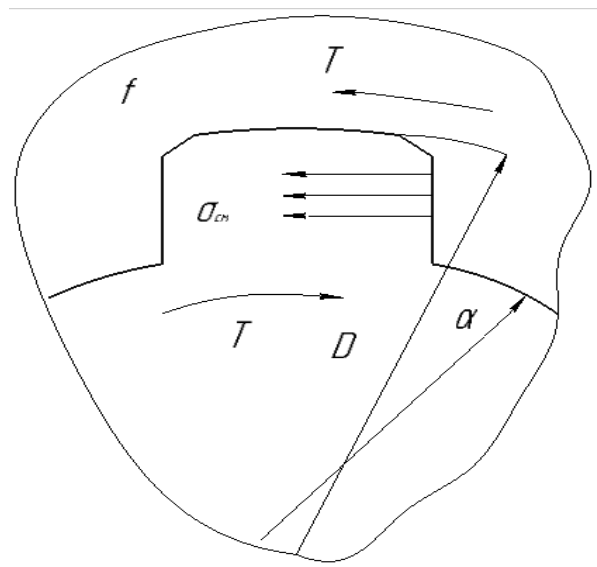
$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 120,81 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 0,67}{0,85 \cdot 3^2 \cdot 31} = 82,4 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 270 \text{ МПа}$$

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:

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



где T - передаваемый вращающий момент, Н·м; $K_3=0,7...0,8$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев; z -число зубьев; $h= 0,5 (D-d)-2f$ - рабочая высота зубьев, мм; l - рабочая длина зубьев, мм; $d_{cp}=0,5(D+d)$ - средний диаметр соединения, мм;

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

Шлицы на валу: $T=120,81$ Нм; $z=8$; $h=1,2$ мм; $l=159$ мм; $d_{cp}=44$ мм.

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 120,81}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 44 \cdot 159} = 4,5 \text{ МПа.} < [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа- условие выполняется.}$$

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

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

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

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{\text{см}}]=150 \text{ МПа}$.

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

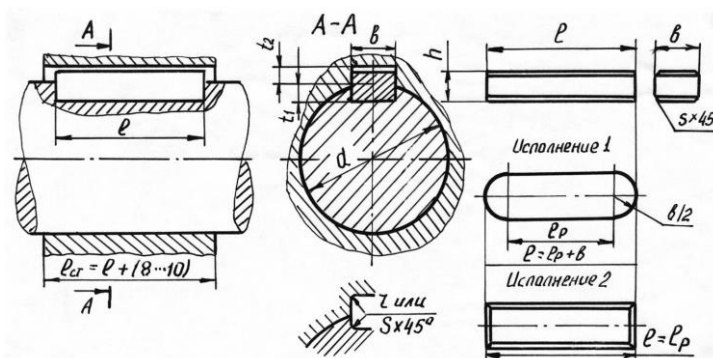


Рисунок 12 – Шпонка призматическая

$$1) l_p = \frac{2000 \cdot 100,66}{50 \cdot (5-5) \cdot 150} = 26,84 \text{ мм},$$

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

$$l = l_p + b,$$

$$l = 26,84 + 16 = 42,84 \text{ мм}.$$

Принимаем $l=45$ мм.

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

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

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{\text{см}}]=150$ МПа.

При $d_k=40$ мм из таблицы П8

$$2) l_p = \frac{2000 \cdot 100,66}{40 \cdot (8-5) \cdot 150} = 11,18 \text{ мм},$$

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

$$l = l_p + b,$$

$$l = 11,18 + 12 = 23,18 \text{ мм}.$$

Принимаем $l=25$ мм.

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

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

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{cm}] = 150$ МПа.

При $d_k = 90$ мм из таблицы П8

$$3) \quad l_p = \frac{2000 \cdot 290,08}{90 \cdot (14 - 9) \cdot 150} = 8,6 \text{ мм},$$

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

$$l = l_p + b,$$

$$l = 8,6 + 25 = 33,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 36$ мм.

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение

					ПГУ 1.15.03.02.11.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки конической передачи с прямыми зубьями

Наименование и обозначение параметра		Ведущее *1 колесо	Ведомое *2 колесо
Исходные данные			
Число зубьев	z_1, z_2	32	40
Внешний окружной модуль, мм	m_e	4	
Межосевой угол передачи	Σ	90°00'00"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	30,735	
Кoeffициент смещения исходного контура	x	+0,106	-0,106
Кoeffициент изменения расчётной толщины зубьев исходного контура	x_{τ}	0	0
Степень точности	—	7-С	7-С
Вариант схемы расположения передачи	—	4	
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}	100	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	400	
Определяемые параметры			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	2,279	
Расчёт на контактную прочность			
Кoeffициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,043	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	6,359	
Кoeffициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,102	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	1838,235	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Hi}	88,021	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	414,53	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2332	2332
Кoeffициент запаса по контактным напряжениям	n_H	5,626	5,626
Расчёт на прочность при изгибе			
Кoeffициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,085	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	16,957	
Кoeffициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1,261	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	1838,235	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Fi}	81,85	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	82,189	82,411
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FPmax}	1058	1058
Кoeffициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	12,873	12,838