

Реферат

Курсовая работа по дисциплине «Металлообрабатывающие станки» на тему «Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2» 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 кинематический расчет привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2, выполненный на 53 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:

Лмси формата А1 – Кинематическая схема станка по типу базового 2611Ф2

Лист формата А0 – Компонировка привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2.

Лист формата А0 – Свертка коробки скоростей

Лист формата А1 – Гильза

Лист формата А3 – Блок зубчатых колес

Лист формата А3 – Вал

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-	Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2	Лит.		Лист		Листов	
Разраб.		Барабанов В.С.						2		53	
Провер.		Павловский П.Г.				Каф. «КПТО», гр. 16МС1					
Н. контр.											
Утв.											

Содержание

1 Общие сведения о базовой модели станка.....	5
2 График частот вращения шпинделя.....	8
3 Числа зубьев в передачах.....	15
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.....	24
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	25
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	28
6 Силовой расчет привода главного движения.....	30
6.1 Расчет валов на прочность.....	30
6.2 Расчет шпиндельного узла.....	41
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	43
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	46
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	47
6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений.....	48
Список использованной литературы.....	51
Приложение.....	53

1 Общие сведения о базовой модели станка

Горизонтально-расточной станок 2611Ф2 с ЧПУ предназначен для сверления, зенкерования, развертывания, растачивания, фрезерования, обработку торцов, прорезания кольцевых канавок, фрезерования по прямоугольному циклу и нарезания резьб метчиками в заготовках из черных и цветных металлов в условиях единичного и мелкосерийного производства. Прорезание кольцевых канавок и обратный ход зенкера осуществляются с ручным управлением, все остальные операции – с автоматическим. Используется для обработки по 4 координатам корпусных деталей весом до 2000 кг. Соосные отверстия можно обрабатывать с 1 установки. Станок имеет продольно перемещающуюся стойку, поперечно перемещающийся поворотный стол и перемещающуюся по вертикали шпиндельную бабку. Частота вращения шпинделя переключается по программе. При обработке отверстий применяются постоянные циклы. Подвижные узлы станка имеют высокоточные закаленные комбинированные направляющие скольжения и качения с антифрикционными накладками и опорами качения на боковых гранях.

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1 – Технические характеристики станка 2611Ф2

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

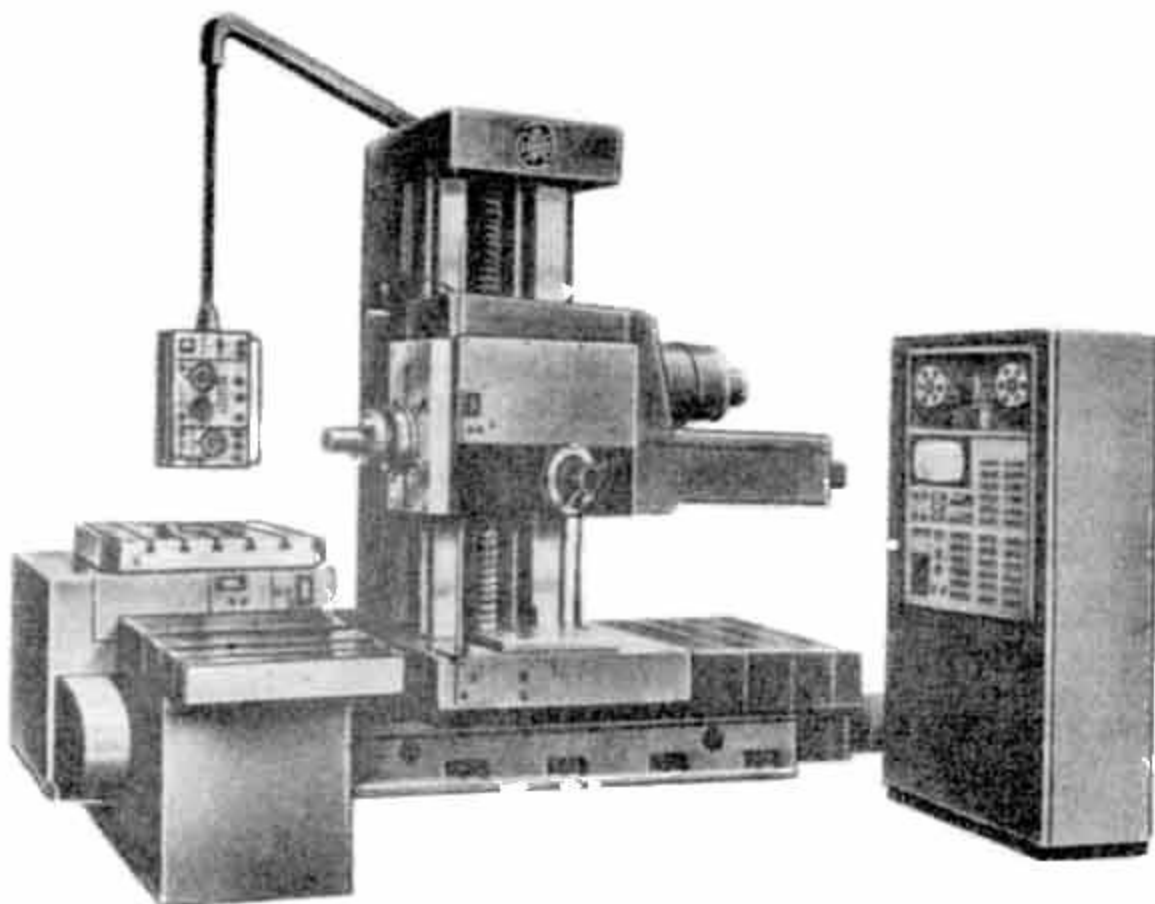


Рисунок 1 – Общий вид станка модели 2611Ф2.

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]:

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

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

R_{κ} – диапазон регулирования коробки.

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

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

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

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

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

Тогда,

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

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

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

η – КПД привода.

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

Следовательно,

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

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

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

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

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

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

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

Принимаем $z = 4$.

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

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[3]{45} = 6,7.$$

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

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

Принимаем $\Phi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

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

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

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

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

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

$$R_{к(\Phi)} = R_j \Phi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_{п(ф)} = R_{дв(P)} R_{к(ф)} .$$

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

$$R_{к(ф)} = R_a \varphi^{K_b} ,$$

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

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{п(ф)} = 4 \cdot 26,8 = 107,2 .$$

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

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

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

Следовательно,

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

принимаем $K_1 = 1$,

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

принимаем $K_2 = 20$.

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

$$K_{общ} = K_1 + K_2 ,$$

$$K_{общ} = 1 + 20 = 21 .$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 22 горизонтальные линии, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

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

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

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3550; 2800; 2240; 1800; 1400; 1120; 900; 710; 560; 450; 355; 280; 224; 180; 140; 90; 71; 56; 45; и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

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

После этого из точки *A* по валу I проводим луч на 6 интервалов вверх до точки *D* (точка $n_{\text{шп}} = 710 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *D* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 710 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки *D* откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии I, получаем точку *E*. Из точки *E* проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки *D*.

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

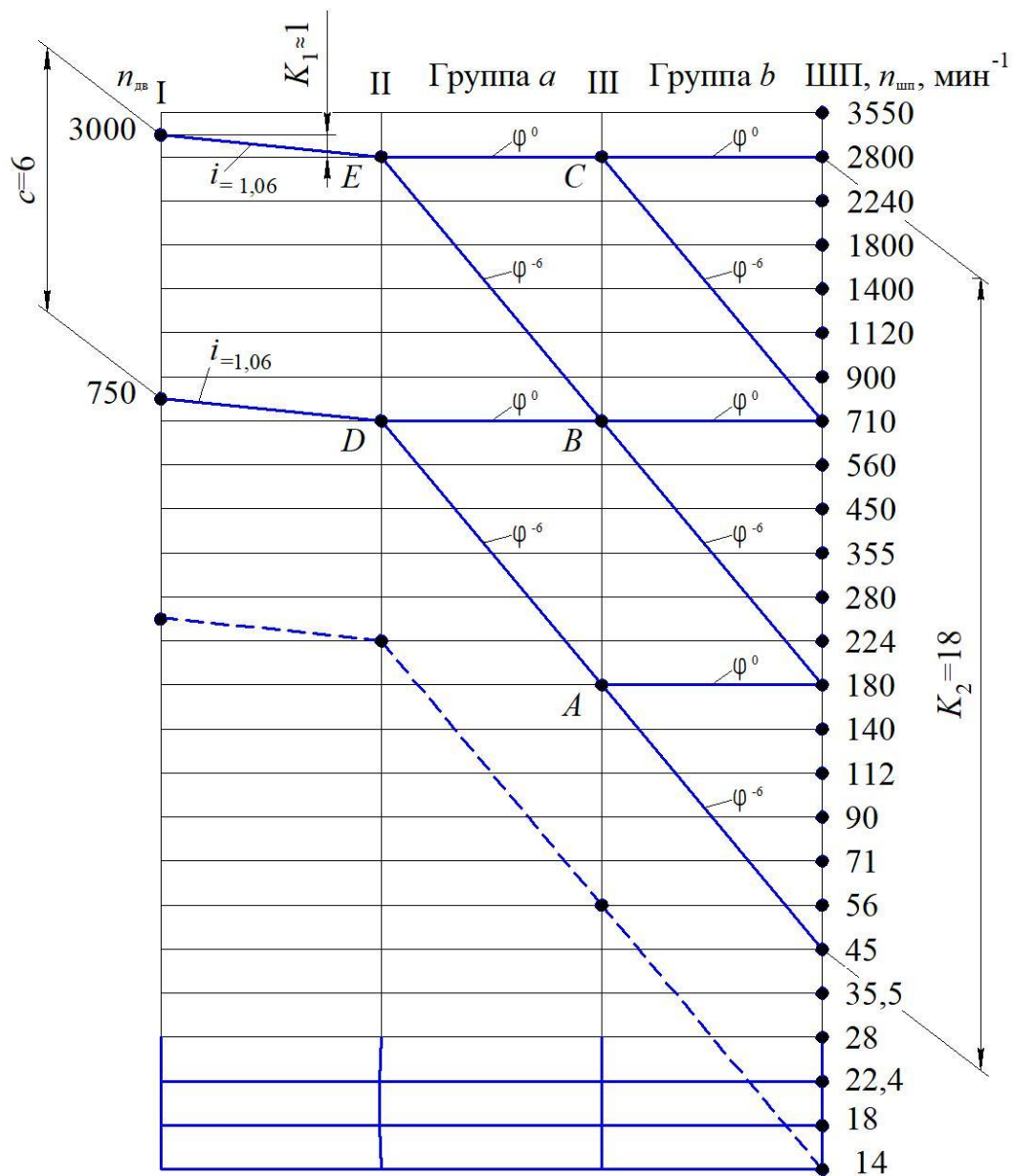


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2 (Z – числа зубьев колес).

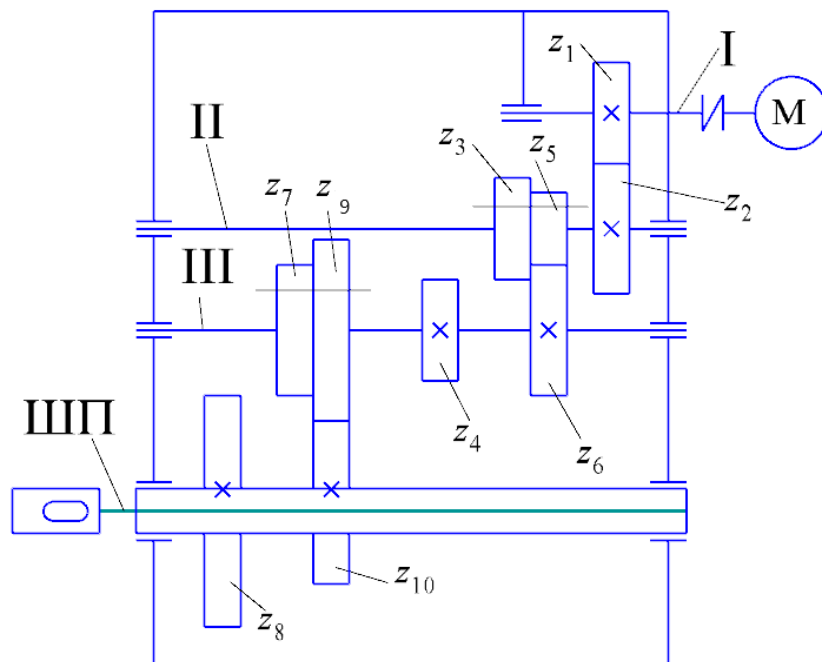


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка.

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

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

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{2800} = 1,07$ или $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{750}{710} = 1,05$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя),
принимаем $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = 1,06$, $\Sigma z = 74$, $z_1 = 36$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \Sigma z - z_1 = 74 - 36 = 38$.

2) переборные группы:

Переборная группа а

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2800}{2800} = 1$ или $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{710}{710} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

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

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{710} = 3,9$ или

$i_{\text{зн}(z5-z6)} = \frac{710}{180} = 3,9$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z5-z6)} = 3,98$, $\sum z = 94$, $z_5 = 19$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 94 - 19 = 75$;

Переборная группа b

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{710} = 3,9$ или

$i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{710}{180} = 3,9$ или $i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{180}{45} = 4$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z7-z8)} = 3,98$, $\sum z = 113$, $z_7 = 23$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 113 - 23 = 90$.

$z_9 - z_{10}$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z9-z10)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{2800} = 1$ или $i_{\text{зн}(z9-z10)} = \frac{710}{710} = 1$ или $i_{\text{зн}(z9-z10)} = \frac{180}{180} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z9-z10)} = 1$, $\sum z = 113$, $z_9 = 57$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{10} = \sum z - z_9 = 113 - 57 = 56$;

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

4 Кинематическая схема привода главного движения

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

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 2611Ф2 (z – числа зубьев колес).

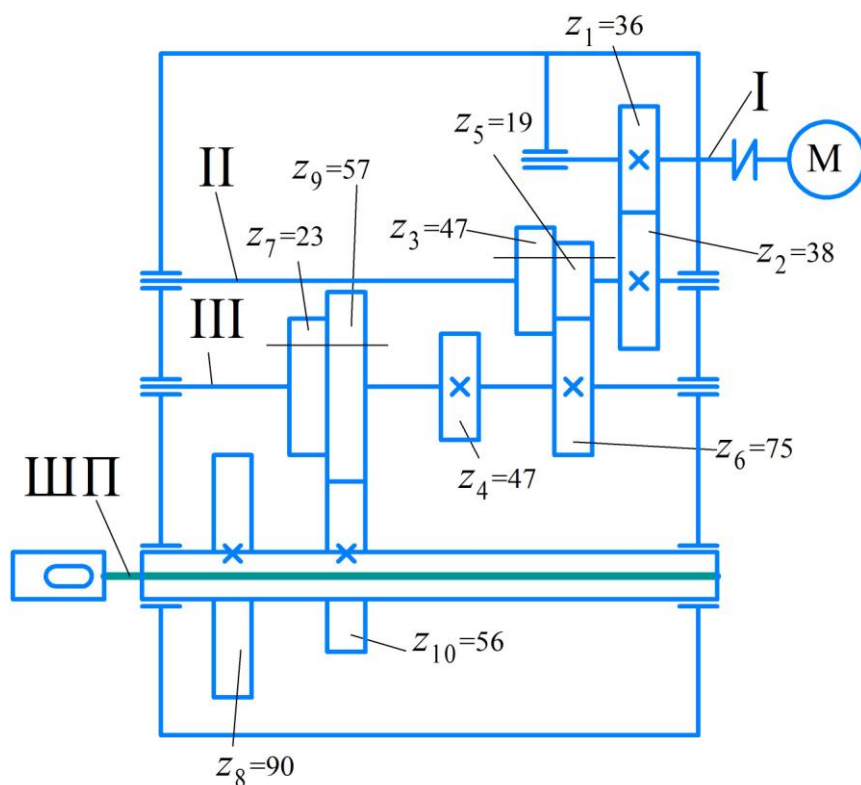


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения
(окончательный вариант).

станка

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} (R_{\text{п}}^{13} \dots R_{\text{п}}^{14}),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 15 \left(180^{1/3} \dots 180^{1/4} \right) = (84,7 \dots 57,9) \text{ мин}^{-1}.$$

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

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

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

$$n_{\text{III}} = 280 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{II}} = 1120 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1187 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт},$$

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

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

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

тогда,

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

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

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

тогда,

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

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

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]:

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

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

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

m_k – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_ω – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н·м;

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяется 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 40Х с термообработкой: нитроцементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

принимаем $m = 2\text{мм}$,

переборная группа а:

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

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

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

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

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

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

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

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

Переборная группа b:

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

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

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

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

Следовательно, для переборной группы а принимаем $m = 3 \text{ мм}$, переборной группы б принимаем $m = 4 \text{ мм}$,

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,

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

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

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

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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,

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

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, 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 2611Ф2) [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) $d_{\text{пк}} = 120 \text{ мм}$.

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

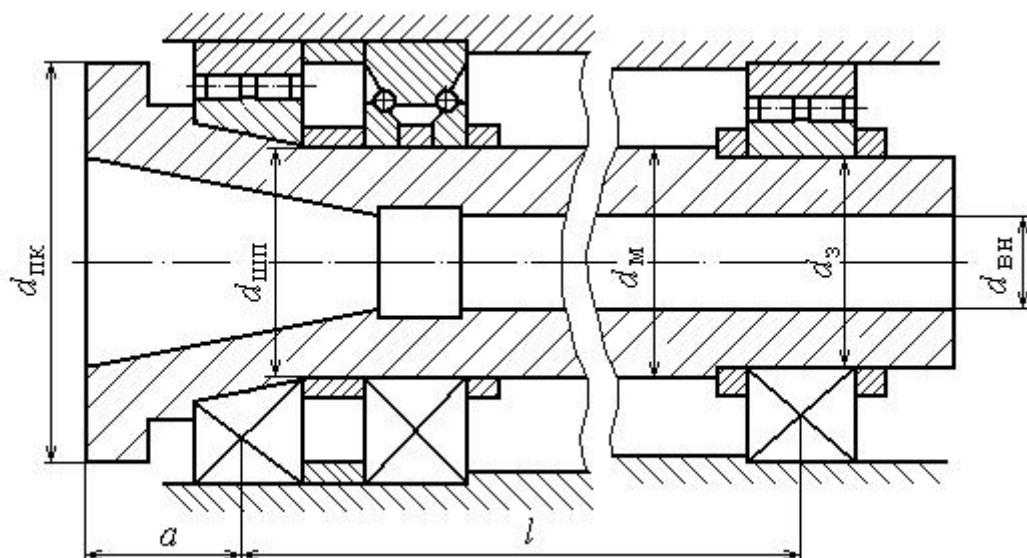


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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.

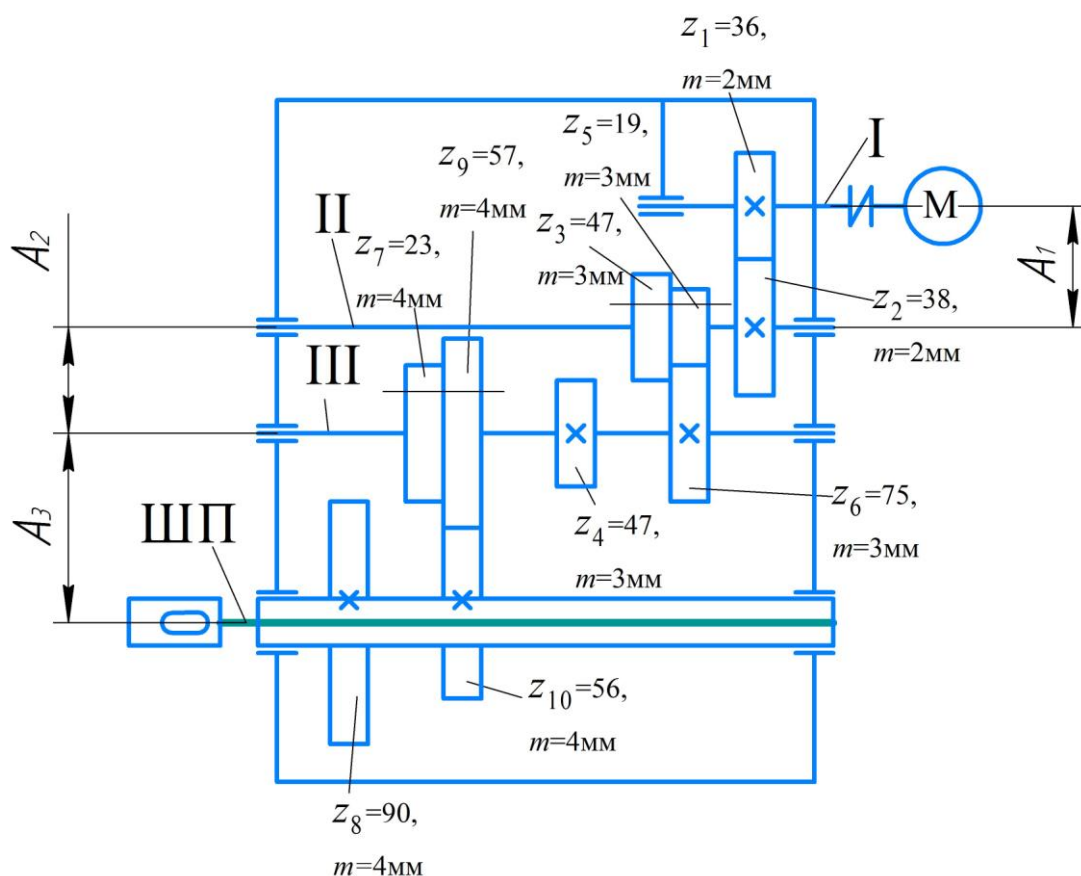


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

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

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

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

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и валом III

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

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

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

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

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

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 36, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 36 = 72 \text{ мм},$$

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_2 = 38, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 38 = 76 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 47, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 47 = 141 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 47, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 47 = 141 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 19, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 75, \quad m = 3 \text{ мм},$$

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d = 3 \cdot 75 = 225 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 23, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 23 = 92 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 90, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 90 = 360 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_9 = 57, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 57 = 228 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

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

$$d = 4 \cdot 56 = 224 \text{ мм},$$

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

принимаем $b = 40\text{мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

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

Меньшее значение быстроходности γ 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]:

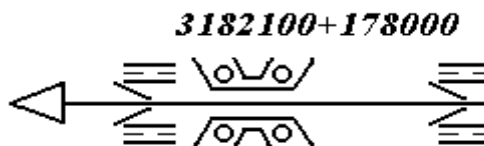


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6. Силовой расчет привода главного движения

6.1 Расчет валов на прочность

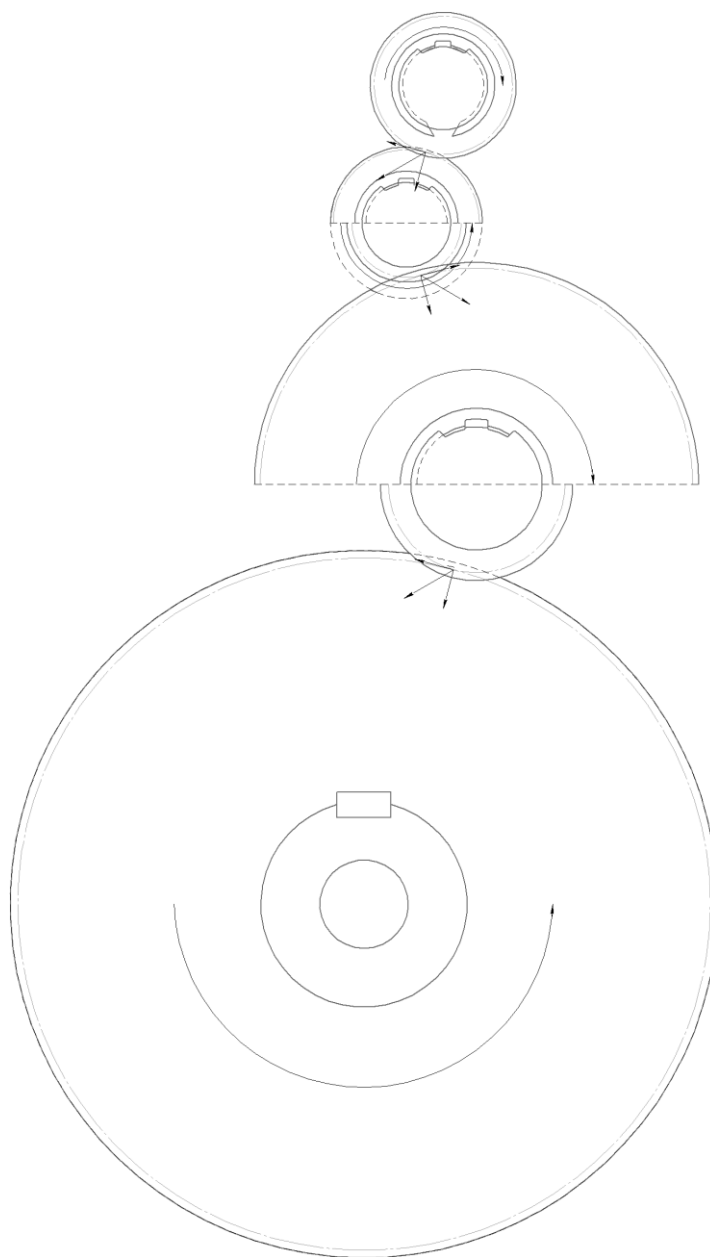


Рисунок 8 – Свертка коробки скоростей

Расчет на прочность 1 вала.

Исходные данные:

Крутящий момент – $M_{кр} = 78 \text{ Нм}$;

Расстояние между опорами вала: $a=126 \text{ мм}$; $b=55 \text{ мм}$; $c=37 \text{ мм}$.

Определяем силы в зацеплении :

– окружная

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d},$$

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

– радиальная

$$P_y = \frac{P_x \cdot \tan 20}{\cos \beta}$$

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

Определяем радиальную силу от муфты

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

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

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

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

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

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

Опора В:

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

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

Определяем опорные реакции от силы F_p :

$$A_p = \frac{F_1 \cdot (a+b-c)}{(a+b)} = \frac{2304,9 \cdot (0,126+0,055+0,037)}{(0,126+0,055)} = 1833,7 \text{ Н}$$

$$B_p = \frac{F_1 \cdot c}{(a+b)} = \frac{2304,9 \cdot 0,037}{(0,126+0,055)} = 471,2 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

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

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

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости

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

- в вертикальной плоскости

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

- изгибающий момент от силы F_p

$$M_{z3}^p = F_1 \cdot c = 2304,9 \cdot 0,037 = 85,2 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^p = A_1 \cdot b = 1833,7 \cdot 0,055 = 100,8 \text{ Нм}$$

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^p = \sqrt{30,2^2 + 82,9^2} + 100,8 = 189,1 \text{ Нм}$$

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

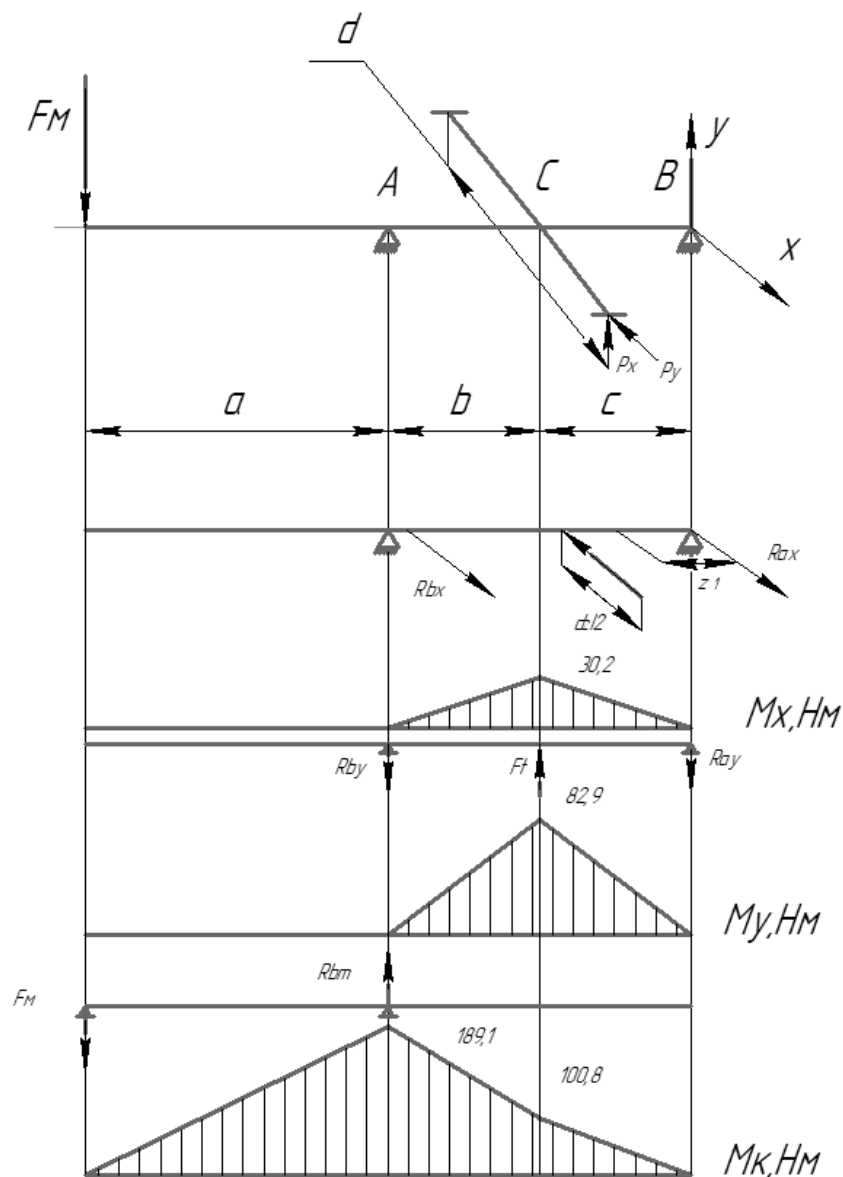


Рисунок 9. Эпюры моментов для вала I.

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

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

Проверяем диаметр вала

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

Где, W- момент сопротивления в опасном сечении, м^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

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

1,8 мм < 35 мм, следовательно условие выполняется, прочность вала достаточна.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 79,3 \text{ Нм}$; делительный диаметр колеса z_1 , $d = 76 \text{ мм}$; ; делительный диаметр колеса z_1 , $d = 57 \text{ мм}$; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a = 0,460 \text{ м}$; $b = 0,135 \text{ м}$; $c = 0,055 \text{ м}$;

Определяем окружную силу P_x

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

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

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

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

Определяем силы, действующие на вал и подшипники :

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

$$Q_3 = 1,1 \cdot 2782,45 = 3060,69 \text{ Н}$$

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

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

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

Опора В:

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

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

Определяем опорные реакции от силы F_I :

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

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

Суммарные реакции в опорах:

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

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

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

- изгибающий момент от силы F_I

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

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

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

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

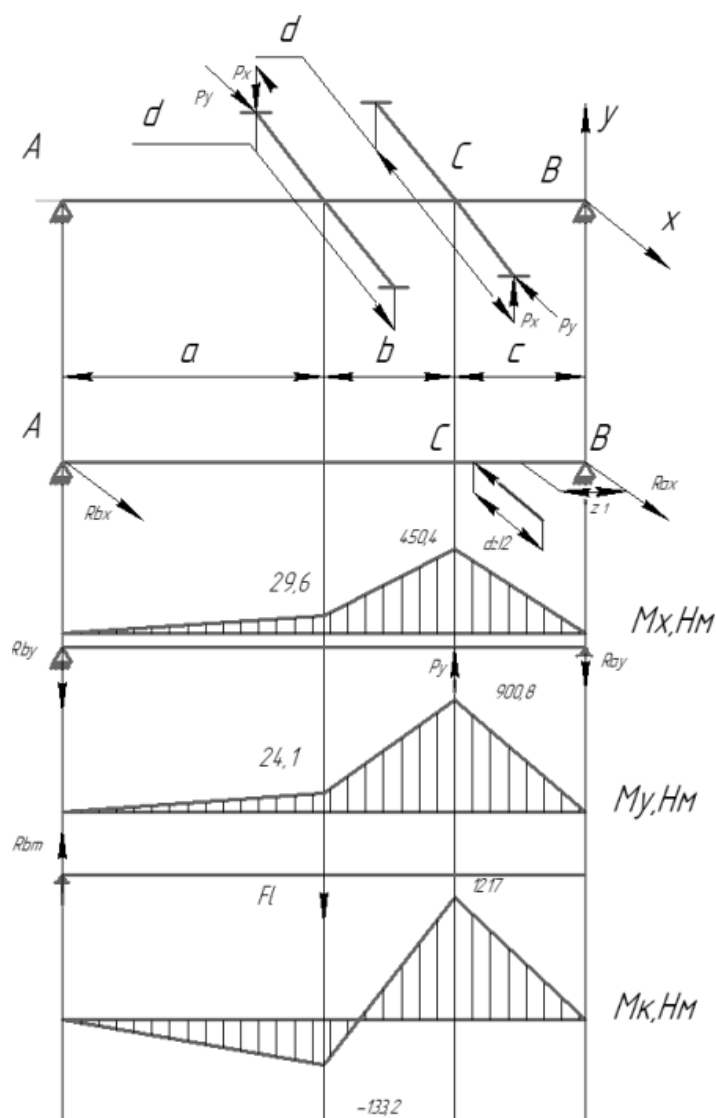


Рисунок 10. Эпюры моментов для вала II.

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

Проверяем диаметр вала :

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

Где, W- момент сопротивления в опасном сечении, м^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

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

3,9 мм < 35 мм, следовательно условие выполняется, прочность вала достаточна.

Расчет вала III

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 303,5 \text{ Нм}$; делительный диаметр колеса z_9 , $d = 225 \text{ мм}$; ; делительный диаметр колеса z_{10} , $d = 28 \text{ мм}$; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a = 0,191 \text{ м}$; $b = 0,313 \text{ м}$; $c = 0,151 \text{ м}$;

Определяем окружную силу P_x

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

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 303,5}{0,228} = 2662,3 \text{ Н}$$

Определяем радиальную силу P_y

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

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

Определяем силы, действующие на вал и подшипники :

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

$$Q_3 = 1,1 \cdot 2662,3 = 62928,53 \text{ Н}$$

Определяем силу F_I , действующую на II вал от зубчатой передачи z_1 - z_2 :

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

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

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Опора В:

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

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

Определяем опорные реакции от силы F_I :

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

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

Суммарные реакции в опорах:

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

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

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости

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

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

- в вертикальной плоскости

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

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

- изгибающий момент от силы F_I

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

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

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

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

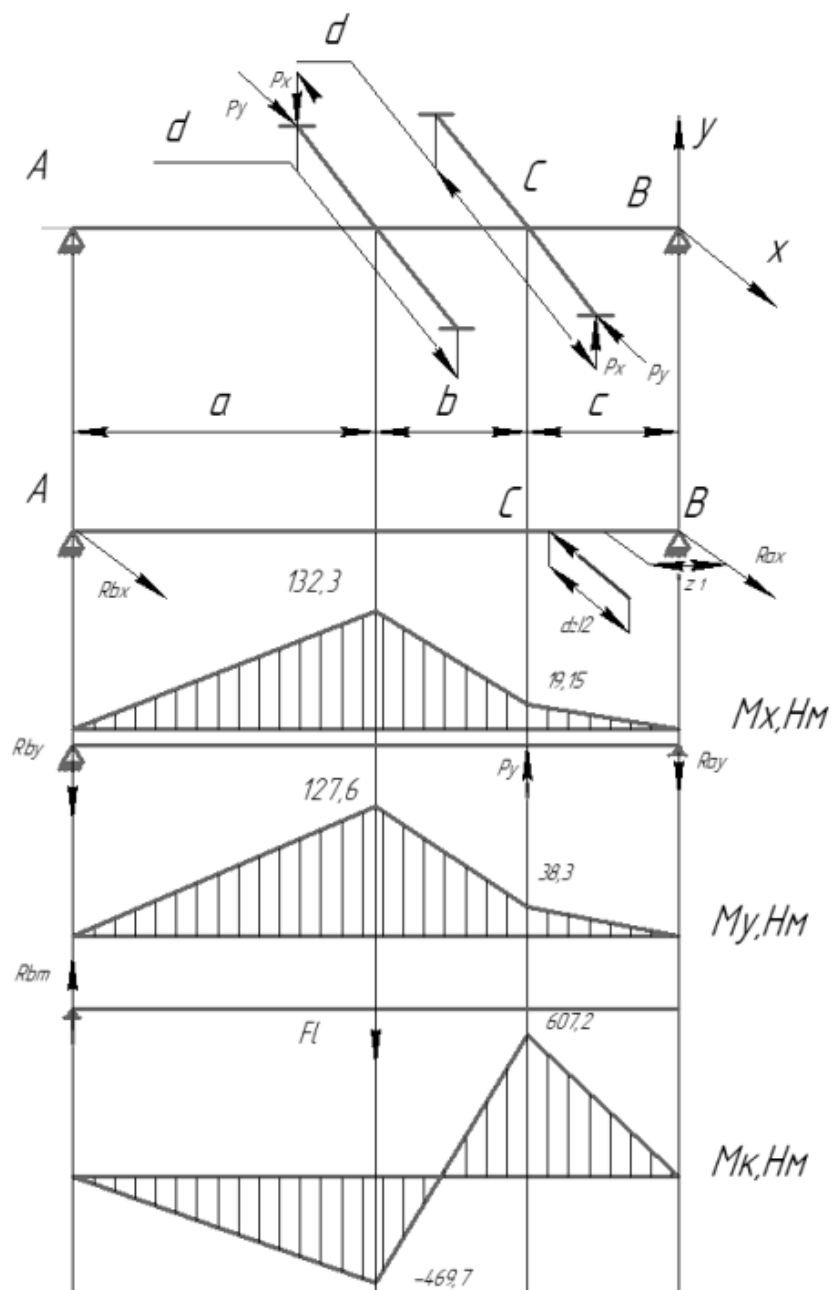


Рисунок 10. Эпюры моментов для вала III.

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

Проверяем диаметр вала :

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Где, W - момент сопротивления в опасном сечении, м^3 ; $M_{\text{из}}$, $M_{\text{кр}}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

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

2,47 мм < 50мм, следовательно условие выполняется, прочность вала достаточна.

6.2 Расчет шпиндельного узла.

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

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой до HRC 48...56. Для прецизионных станков, а особенно для шпиндельных узлов с опорами на жидкостной смазке, используются цементируемые или азотируемые стали.

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

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

где, a - вылет переднего конца шпинделя; $a=75\text{мм}$.

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

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

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

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

j_A , j_B - радиальная жесткость передней и задней опоры (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38]);
 $j_A=0,85 \cdot 10^6$, $j_B=1,15 \cdot 10^6$;

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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)= 8кВт.

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; $D_{\max} = 250$ мм.

n_p -расчетная частота вращения заготовки; $n_p = 71$ об/мин.

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

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

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (180^4 - 130^4) = 7,1 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

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

Определяем составляющую силы Q, силы действующей от II вала:

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

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\delta_{\Sigma} = 8608,3 \cdot \left[\frac{75^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7,1 \cdot 10^6} + \frac{630 \cdot 75^2 \cdot (1 - 0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 6,4 \cdot 10^6} + \frac{1,15 \cdot 10^6 \cdot 75^2 \cdot (1 - 0,45) + 0,85 \cdot 10^6 (630 + 75 \cdot (1 - 0,45))^2}{1,15 \cdot 10^6 \cdot 0,85 \cdot 10^6 \cdot 630^2} \right] -$$

$$- 2976,5 \cdot (1 - 0,45) \cdot \left[\frac{0,85 \cdot 10^6 (630 + 75) \cdot (630 - 260) - 1,15 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 10^6 \cdot 1,15 \cdot 10^6 \cdot 630^2} - \frac{75}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 6,4 \cdot 10^6 \cdot 630} (260^3 + 2 \cdot 630^2 \cdot 260 - 3 \cdot 630 \cdot 260^2) \right] =$$

$$= 8608,3 \cdot [4,8 \cdot 10^{-7} \cdot 9,9 \cdot 10^{-7}] - 2976,5 \cdot (0,00036) - [-0,0009742] = 0,0021 \text{ мм} = 2,1 \text{ мкм};$$

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

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

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

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.

Прежде всего проводится уточняющий расчет жесткости шпиндельных подшипников.

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

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

Сила натяга определяется по формуле

$$F_H = kd;$$

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

Для указанных комплексных опор

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

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

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

C-коэффициент, определяемый из выражения

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

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

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

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

z- число тел качения в подшипнике, d_ш- диаметр шарика.

В зависимости от количества и расположения подшипников по таблице 10, стр. 42 выбираем K₁=3,9; K₂=3,2; J_A=1,5 Н/мм

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

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

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

K₄ принимаем по таблице 11, страница 42.

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

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

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

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

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

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

Посчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние l_{опт} ≈ (2,5 ... 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 меж-опорной части и на консоли соответственно, мм⁴.

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

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

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

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$2,05 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,15 \cdot 10^6}{1 + 0,12} = 2,7 \cdot 10^5$$

2,7меньше 3.3, следовательно опоры выбраны правильно.

Условие выполняется, следовательно опоры выбраны правильно.

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

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

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

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.

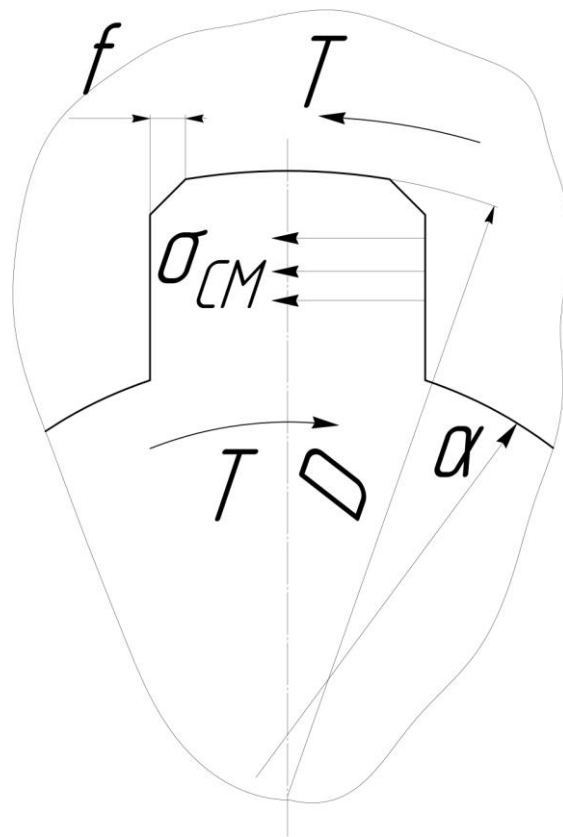


Рисунок 11- Расчетная модель шлицов.

Определение действующих в передаче контактных напряжений: [3, с. 49] :

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1.5}}{d} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_k \cdot (i + 1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H]$$

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

Где

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

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Нм;

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

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

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ε_α -коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой:

закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC,

допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$;

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 34, \quad z_2 = 36 \quad i_{\text{эл}(z_1-z_2)} = 1,06, \quad M_{\text{кл}(z_1-z_2)} = 78 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3},$$

$$\psi_{bd} = 0,67, \quad K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,72, \quad d = 72$$

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

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1.5}}{72} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 78 \cdot (1,06 + 1)}{20 \cdot 1,06}} = 864 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 78 \cdot 3,72 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 3^2 \cdot 36} = 162 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 330 \text{ МПа}$$

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 23, \quad z_8 = 90 \quad i_{\text{эл}(z_7-z_8)} = 3,98, \quad M_{\text{кл}(z_7-z_8)} = 303,5 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3},$$

$$\psi_{bd} = 0,67, \quad K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

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

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_H = \frac{770^{1.5}}{92} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 303,5 \cdot (3,98 + 1)}{40 \cdot 3,98}} = 757,32 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 303,5 \cdot 3,63 \cdot 1 \cdot 0,67}{40 \cdot 3^2 \cdot 23} = 120 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 330 \text{ МПа}$$

6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром- напряжением смятия. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ.

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

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

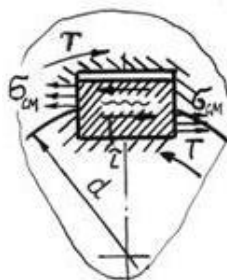


Рисунок 12– Схема напряжений шпоночных соединений

Где T – передаваемый вращающий момент, Н·м; $K_z=0,7...0,8$ - 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 (I) валу: $T=78\text{ Нм}$; $z=8$; $h= 1,6\text{ мм}$; $l=30\text{ мм}$; $d_{cp}= 38\text{ мм}$.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 78}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 30} = 13,3\text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 12..20\text{ МПа} - \text{условие}$$

выполняется.

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

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 79,3}{0,8 \cdot 8 \cdot 2,4 \cdot 39 \cdot 92} = 8,8\text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 12..20\text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

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

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 303,5}{0,8 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 56 \cdot 30} = 14,1\text{ МПа} = [\sigma_{см}] = 12..20\text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

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

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки l_p определяют из условия прочности смятие.

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

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

откуда,

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

Принимаем $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

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

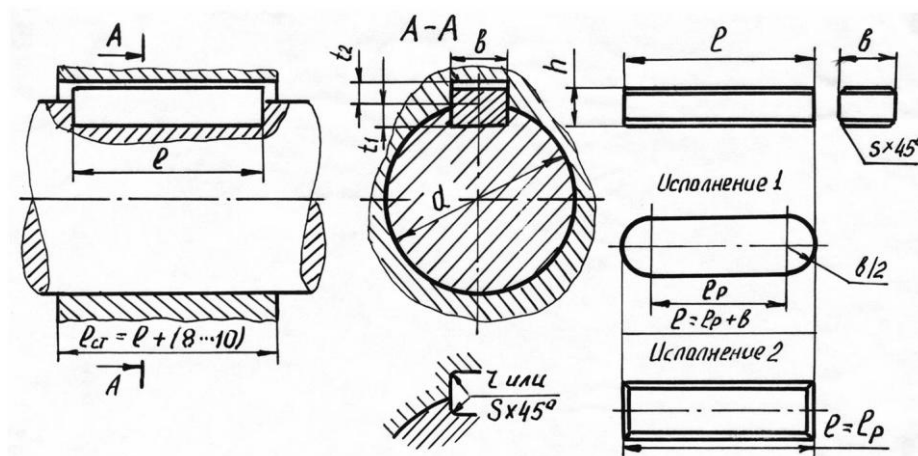


Рисунок 12 – Шпонка призматическая

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

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

$$l = l_p + b,$$

$$l = 38,2 + 22 = 60,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 90$ мм.

$$2) l_p = \frac{2000 \cdot 1143,8}{125 \cdot (18 - 11) \cdot 150} = 17,43 \text{ мм},$$

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

$$l = l_p + b,$$

$$l = 17,43 + 32 = 49,43 \text{ мм.}$$

Принимаем $l = 110 \text{ мм.}$

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.

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

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

8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.

9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.

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

11. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков (Компоновочные схемы, конструкции, примеры исполнения) : метод. указания /

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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.

Приложение

					ПГУ 1.15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		