

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Трёхшпиндельная система на базе многоцелевого станка с ЧПУ

ПГУ 15.03.02.01.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 163МС31

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Руководитель

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры

от 30.01.2020 № 6)

Заведующий кафедрой

(подпись)

Липов А.В.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 07.02.2020 № 3)

Секретарь ГЭК

(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

«31» 01 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 163МС31

Политехнического института

направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Андреев Александр Андреевич

2. Руководитель бакалаврской работы Данил Металкина Ю.В.

3. Время проектирования с «23» 12 20 19 г. по «10» 02 20 20 г.

4. Место преддипломной практики ПГУ, кафедра, КПО

5. Тема бакалаврской работы

Кинематическая система на базе
многошпиндельного станка с ЧПУТема утверждена приказом ПГУ № 1242 кр от 20.11 20 19 г.

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

Спроектировать кинематическую систему на базе двухшпиндельного станка с ЧПУ и приводом шпинделя портального типа

7. Объем и содержание основной части работы

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

Задание содержит назначение, предмет работы и технические характеристики разработанного многошпиндельного станка с ЧПУ, кинематический и силовой расчеты привода шпиндельного движения станка, силовой расчет привода шпинделя, алгоритм работы ГПС, расчет основных узлов привода шпинделя

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

1. Общий вид ГСС - 1с. ф. А1
2. Кинематическая схема станка - 1с. ф. А1
3. Скоростной график привода главного движения станка - 3с. ф. А1
4. Скоростной график вспомогательного привода станка - 0,5с. ф. А1
5. Чертеж детали - 0,5с. ф. А1
6. Функциональная работа ГСС - 0,5с. ф. А1

8. Особые требования по выполнению разделов:

В пояснительной записке к проекту необходимо указать механизм привода

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Общий вид ГСС	10	до 26.12.19г.	<i>[Signature]</i>
2. Кинематическая схема станка	5	до 28.12.19г.	<i>[Signature]</i>
3. Скоростной график	40	до 10.01.20г.	<i>[Signature]</i>
4. Чертеж детали	15	до 14.01.20г.	<i>[Signature]</i>
5. Функциональная работа	5	до 17.01.20г.	<i>[Signature]</i>
6. Оформление пояснительной записки	25	до 01.02.20г.	<i>[Signature]</i>

Дата выдачи задания «23» 12 20 19 г. Задание к исполнению принял *[Signature]*

Руководитель работы *[Signature]*

«23» 12 20 19 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Директор Политехнического института

Г.В. Козлов

Содержание

Введение	4
1 Проектирование ГСС	7
1.1 Разработка компоновки	7
1.2 Разработка алгоритма работы ГСС. Анализ по теории массового обслуживания.	8
1.3 Расчет основных узлов промышленного робота	21
1.3.1 Расчет механизма горизонтального передвижения	21
1.3.2 Расчет механизма вертикального перемещения.....	28
1.3.2 Расчет захватного устройства.....	33
2 Проектирование коробки станка	38
2.1 Общие сведения о базовой модели станка	38
2.2 График частот вращения шпинделя.....	42
2.3 Числа зубьев в передачах.....	49
2.4 Кинематическая схема привода главного движения.....	51
2.5 Эскизное оформление привода главного движения.....	52
2.5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	52
2.5.2 Модули зубьев в передачах.....	55
2.5.3 Диаметры валов.....	57
2.5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	61
2.5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	62
2.5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	65
3. Проектирование станочного приспособления.....	67
3.1 Расчет режимов резания.....	67
3.2 Назначение и принцип работы приспособления для растачивания центрального отверстия.....	68

3.3 Силовой расчет приспособления для растачивания центрального отверстия.....	70
Список использованных источников и литературы	75
Приложение А. Спецификации	76
Приложение Б. Ведомость ВКР.....	77

Введение

Основным направлением развития машиностроения является увеличение выпуска продукции и рост ее качества при одновременном снижении трудовых затрат. Это обеспечивается путем совершенствования существующих и внедрения новых видов оборудования и технологических процессов, средств их механизации и автоматизации, а также улучшения организации и управления производством. Структурным элементом при агрегатном построении гибких автоматизированных производственных систем является робототехнический комплекс в составе одной или нескольких единиц оборудования (станков, прессов и т.п.) вместе с обслуживающим их ПР. Робототехнические комплексы должны отвечать следующим требованиям: 1. обеспечивать технологическую гибкость и адаптацию к изменениям условий производства; 2. производить стыковку оборудования разного назначения при широком варьировании транспортно-загрузочных и других вспомогательных средств; 3. обладать высокой работоспособностью и надежностью в эксплуатации; 4. предусматривать возможность дальнейшего развития и усовершенствования. Создание единого типажа робототехнических комплексов и средств автоматизации вспомогательных операций, объединяющих эти комплексы в общем автоматизированном производстве, является основной для дальнейшей разработки гибких производственных систем. При этом трудоемкость создания, отладки и внедрения гибких производственных систем, дифференцированных по назначению, составу и уровню автоматизации, может быть существенно уменьшена.

Экономичность ГПС достигается, если она komponуется по агрегатному принципу, которому должны соответствовать станки, измерительные машины, транспортные средства, инструмент, системы управления и периферийное оборудование.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Разраб.	Арбузов				Гибкая станочная система		Лит.	Лист	Листов
Провер.								3	77
							каф. КПТО 3 гр. 163МС31		
Н. контр.					на базе станка ИР500ПМФ4				
Утв.									

Целью данной ВКР является разработка ГСС для обработки деталей типа корпусов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Рассчитать ГСС на базе двух станков ИР500ПМФ4 и порталный робот.
2. Модернизировать привод главного движения станка ИР500ПМФ4.
3. Спроектировать основные узлы промышленного робота типа МА160.

					4	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Проектирование ГСС

1.1 Разработка компоновки

В ВКР необходимо спроектировать порталый промышленный робот, обслуживающий ГСС, состоящую из самого робота и двух станков ИР500ПМФ4. Эскиз объекта манипулирования показан на рисунке 1

Рисунок 1 – Общий вид компоновки ГСС

Компоновка содержит два накопителя – один для заготовок, другой для готовых деталей, два станка ИР500ПМФ4, один порталый робот перемещающийся по монорельсу.

1.2 Разработка алгоритма работы ГСС. Анализ по теории массового обслуживания.

					5	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

После разработки компоновочной схемы гибкой станочной системы и изобразив ее в масштабе в виде чертежа, следующим шагом является составление алгоритма работы данной ГСС. Зная способы работы данного проектируемого робота, и зная примерные величины каждого перемещения, применяя рациональную скорость этого перемещения можно составить приблизительный алгоритм работы гибкой станочной системы.

На основании известных практических данных, все холостые ходы руки промышленного робота – без объекта манипулирования, будем выполнять на максимально возможных скоростях. При перемещении объекта манипулирования скорости принимаем в два раза меньше максимальных.

Считаем, что исходное положение схвата манипулятора находится над загрузочной позицией накопителя заготовок в верхнем положении.

Значение времени на горизонтальные (t_r) и вертикальные (t_b) перемещения определяется по следующим формулам [3]

$$t_r = \frac{L_i}{V_x}, \quad (1)$$

$$t_b = \frac{L_i}{V_s}, \quad (2)$$

где L_i – длина участка перемещения, на каком-либо этапе работы, м;

i – переменная-счетчик, указывающая этапы работы ГСС в алгоритме.

V_x - скорость горизонтального перемещения робота, $V_x = 1,2$ м/с;

V_s - скорость вертикального перемещения робота, $V_s = 0,5$ м/с;

Последовательность операций (алгоритм работы) спроектированной ГСС будет выглядеть следующим образом:

- 1) Вертикальное перемещение схвата из исходного положения в положение, при котором центр схвата совпадает с осью заготовки (

$$L_1 = 2,25 \text{ м}): t_1 = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

- 2) Зажим заготовки схватом робота: $t_2 = 3 \text{ с.}$

- 3) Вертикальное перемещение схвата вверх из зоны накопителя (

$$L_3 = 2,25 \text{ м}): t_3 = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

- 4) Горизонтальное перемещение каретки робота к станку С1 ($L_4 = 2,75$

$$\text{м}): t_4 = \frac{2,75}{1,2} = 2,3 \text{ с.}$$

- 5) Открытие защитного ограждения: $t_5 = 3 \text{ с.}$

- 6) Вертикальное перемещение схвата в положение, при котором центр схвата и заготовки совпадает с осью центра шпинделя ($L_6 = 2,25 \text{ м}):$

$$t_6 = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

- 7) Подача заготовки в трехкулачковый патрон станка: $t_7 = 1 \text{ с.}$

- 8) Зажим заготовки в трехкулачковом патроне: $t_8 = 2 \text{ с.}$

- 9) Разжим заготовки схватом робота: $t_9 = 3 \text{ с.}$

- 10) Вертикальное перемещение схвата вверх ($L_{10} = 2,25 \text{ м}):$

$$t_{10} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

- 11) Закрытие защитного ограждения С1: $t_{11} = 3 \text{ с.}$

Суммарное время загрузки станка С1

$$\begin{aligned} t_3^{C1} &= t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10} + t_{11} = \\ &= 4,5 + 3 + 4,5 + 2,3 + 3 + 4,5 + 1 + 2 + 3 + 4,5 + 3 = 35,3 \text{ с } (\approx 0,6 \text{ мин.}) \end{aligned}$$

					7	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Обработка заготовки на станке С1: $t_0^{C1} = 20$ мин (1200 с.).

12) Горизонтальное перемещение каретки робота к накопителю заготовок ($L_{12} = 2,75$ м): $t_{12} = \frac{2,75}{1,2} = 2,3$ с.

13) Вертикальное перемещение схвата из исходного положения в положение, при котором центр схвата совпадает с осью заготовки ($L_{13} = 2,25$ м): $t_{13} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5$ с.

14) Зажим заготовки схватом робота: $t_{14} = 3$ с.

15) Вертикальное перемещение схвата вверх из зоны накопителя ($L_{15} = 2,25$ м): $t_{15} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5$ с.

16) Горизонтальное перемещение каретки робота к станку С2 ($L_{16} = 8,7$ м): $t_{16} = \frac{8,7}{1,2} = 7,25$ с.

17) Открытие защитного ограждения: $t_{17} = 3$ с.

18) Вертикальное перемещение схвата в положение, при котором центр схвата и заготовки совпадает с осью центра шпинделя ($L_{18} = 2,25$ м): $t_{18} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5$ с.

19) Подача заготовки в трехкулачковый патрон станка: $t_{19} = 1$ с.

20) Зажим заготовки в трехкулачковом патроне: $t_{20} = 2$ с.

21) Разжим заготовки схватом робота: $t_{21} = 3$ с.

22) Вертикальное перемещение схвата вверх ($L_{22} = 2,25$ м): $t_{22} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5$ с.

23) Закрытие защитного ограждения станка С2: $t_{23} = 3$ с.

					8	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Суммарное время загрузки станка С2

$$t_3^{C2} = t_{12} + t_{13} + t_{14} + t_{15} + t_{16} + t_{17} + t_{18} + t_{19} + t_{20} + t_{21} + t_{22} + t_{23} = \\ = 2,3 + 4,5 + 3 + 4,5 + 7,25 + 3 + 4,5 + 1 + 2 + 3 + 4,5 + 3 = 42,6 \text{ с } (\approx 0,7 \text{ мин.})$$

Обработка заготовки на станке С2: $t_o^{C2} = 20 \text{ мин } (1200 \text{ с.})$.

24) Горизонтальное перемещение каретки робота к станку С1 ($L_{24} = 5,95$

$$\text{м}): t_{24} = \frac{5,95}{1,2} \approx 5 \text{ с.}$$

25) Открытие защитного ограждения станка С1: $t_{24} = 3 \text{ с.}$

26) Вертикальное перемещение схвата в положение, при котором центр схвата и детали совпадает с осью центра шпинделя ($L_{26} = 2,25 \text{ м}$):

$$t_{26} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

27) Зажим детали схватом робота: $t_{27} = 3 \text{ с.}$

28) Разжим заготовки в трехкулачковом патроне: $t_{28} = 2 \text{ с.}$

29) Подача детали из трехкулачкового патрона станка: $t_{29} = 1 \text{ с.}$

30) Вертикальное перемещение схвата с обработанной деталью вверх (

$$L_{30} = 2,25 \text{ м}): t_{30} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

31) Горизонтальное перемещение каретки робота к накопителю деталей (

$$L_{31} = 14,625 \text{ м}): t_{31} = \frac{14,625}{1,2} = 12,2 \text{ с.}$$

32) Вертикальное перемещение схвата из исходного положения в положение, при котором поверхность обработанной детали касается по-

$$\text{верхности стола накопителя } (L_{32} = 2,25 \text{ м}): t_{32} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

33) Разжим детали схватом робота: $t_{33} = 3 \text{ с.}$

					9	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

34) Вертикальное перемещение схвата вверх из зоны накопителя (

$$L_{34} = 2,25 \text{ м}): t_{34} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

Суммарное время выгрузки станка С1

$$t_B^{C2} = t_{24} + t_{25} + t_{26} + t_{27} + t_{28} + t_{29} + t_{30} + t_{31} + t_{32} + t_{33} + t_{34} = \\ = 5 + 3 + 4,5 + 3 + 2 + 1 + 4,5 + 12,2 + 4,5 + 3 + 4,5 = 47,2 \text{ с } (\approx 0,8 \text{ мин.})$$

35) Горизонтальное перемещение каретки робота к станку С2 (

$$L_{35} = 8,675 \text{ м}): t_{35} = \frac{8,675}{1,2} \approx 7,23 \text{ с.}$$

36) Открытие защитного ограждения станка С2: $t_{36} = 3 \text{ с.}$

37) Вертикальное перемещение схвата в положение, при котором центр схвата и детали совпадает с осью центра шпинделя ($L_{37} = 2,25 \text{ м}$):

$$t_{37} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

38) Зажим детали схватом робота: $t_{38} = 3 \text{ с.}$

39) Разжим заготовки в трехкулачковом патроне: $t_{39} = 2 \text{ с.}$

40) Подача детали из трехкулачкового патрона станка: $t_{40} = 1 \text{ с.}$

41) Вертикальное перемещение схвата с обработанной деталью вверх (

$$L_{41} = 2,25 \text{ м}): t_{41} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

42) Горизонтальное перемещение каретки робота к накопителю деталей (

$$L_{41} = 8,675 \text{ м}): t_{42} = \frac{8,675}{1,2} \approx 7,23 \text{ с.}$$

43) Вертикальное перемещение схвата из исходного положения в положение, при котором поверхность обработанной детали касается по-

$$\text{верхности стола накопителя } (L_{43} = 2,25 \text{ м}): t_{43} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

44) Разжим детали схватом робота: $t_{44} = 3$ с.

45) Вертикальное перемещение схвата вверх из зоны накопителя (

$$L_{45} = 2,25 \text{ м}): t_{45} = \frac{2,25}{0,5} = 4,5 \text{ с.}$$

46) Горизонтальное перемещение каретки робота к накопителю загото-

$$\text{вок } (L_{46} = 17,375 \text{ м}): t_{46} = \frac{17,375}{1,2} \approx 14,5 \text{ с.}$$

Суммарное время выгрузки станка С2

$$\begin{aligned} t_B^{C2} &= t_{35} + t_{36} + t_{37} + t_{38} + t_{39} + t_{40} + t_{41} + t_{42} + t_{43} + t_{44} + t_{45} + t_{46} = \\ &= 7,23 + 3 + 4,5 + 3 + 2 + 1 + 4,5 + 7,23 + 4,5 + 3 + 4,5 + 14,5 = 58,9 \text{ с } (\approx 1 \text{ мин.}) \end{aligned}$$

Значение общего времени смены заготовки на станках С1 и С2 определяется по следующей формуле

$$t_{C3}^{C1} = t_3^{C1} + t_B^{C1}, \quad (3)$$

$$t_{C3}^{C2} = t_3^{C2} + t_B^{C2}, \quad (4)$$

Таким образом: $t_{C3}^{C1} = 0,6 + 0,8 = 1,4$ мин.; $t_{C3}^{C2} = 0,7 + 1 = 1,7$ мин.

Среднее время обслуживания одного станка определяется по формуле

$$T_{BO}^{CT} = \frac{t_{C3}^{C1} + t_{C3}^{C2}}{m}, \quad (5)$$

где m – количество используемых станков, $m = 2$.

$$\text{Тогда: } T_{BO}^{CT} = \frac{1,4 + 1,7}{2} = 1,55 \text{ мин (31 с).}$$

Среднее время обслуживания цикла работы гибкой станочной системы определяется по формуле

$$T_{\text{ц}}^{ГСС} = \frac{t_{C3}^{C1} + t_{C3}^{C2} + t_O^{C1} + t_O^{C2}}{m}, \quad (6)$$

$$\text{Следовательно: } T_{\text{ц}}^{ГСС} = \frac{1,4 + 1,7 + 20 + 20}{2} = 21,55 \text{ мин (431 с).}$$

По алгоритму и расчетным временам строим циклограмму, показанную на рисунке 2.

Рисунок 2 – Циклограмма работы ГСС

Далее проведем анализ ГСС по теории массового обслуживания.

Задачей теоретического анализа структуры ГПС является выбор варианта с минимальными потерями на обслуживание станков. При этом предполагается, что каждая заявка станка на обслуживание удовлетворяется. В случае, когда манипулятор занят, заявка ставится на очередь и станок ожидает, пока манипулятор не освободится. При наличии нескольких заявок приоритет остается за ранее поданной заявкой.

Задачей анализа станочной системы является определение вероятностей P_k ее нахождения в каждом из вышеуказанных возможных состояний $E_1 \dots E_m$, и численных значений показателей, характеризующих производительность.

В качестве таких показателей используют:

- среднее использование манипулятора A_m , %.
- среднее использование одного станка A_c , %.
- коэффициент простоя при многостаночном обслуживании K_c , %.

Допустимыми считаются следующие значения этих показателей:

$$A_m \geq 20\%; A_c \geq 80\%; K_c \leq 2\%.$$

Время цикла и время обслуживания станков определяют из условия, что заявка на обслуживание носит случайный характер. Поэтому значение интенсивности поступления заказов (заявок) на обслуживание в единицу времени определяется по формуле [5]

$$\lambda = \frac{1}{T_{\text{ц}}^{\text{ГСС}}}, \quad (7)$$

Таким образом: $\lambda = \frac{1}{431} = 0,0023 \text{ с}^{-1} \text{ (Гц)}$.

Интенсивность обслуживания станков, определяющая среднее число выполняемых в единицу времени заказов на обслуживание определяется по формуле [5]

$$\nu = \frac{1}{T_{\text{BO}}^{\text{СТ}}}, \quad (8)$$

Тогда: $\nu = \frac{1}{31} = 0,032 \text{ с}^{-1} \text{ (Гц)}$.

Расчеты выполняются для конкретной структуры станочной системы. Отношение средней интенсивности заявок к средней интенсивности обслуживания определяется по формуле [8]

$$\rho = \frac{\lambda}{\nu}, \quad (9)$$

Следовательно: $\rho = \frac{0,0023}{0,032} = 0,072$.

Вероятность того, что все станки работают, а манипулятор простаивает, определяется по формуле [5]

$$P_0 = \frac{1}{1 + m \cdot \rho + \sum_{k=2}^m \frac{m!}{(m-k)!} \cdot \rho^k}, \quad (10)$$

где k – количество заявок на обслуживание, $k = 0, 1, \dots, m$.

m – общее количество станков, $m = 2$.

Манипулятор работает при состояниях системы от E_1 до E_m и вероятность его простоя определяется по формуле [5]

$$\bar{A}_m = \sum_{k=1}^m P_k, \quad (11)$$

где P_k - вероятность нахождения системы в одном из возможных состояний.

Определяется по формуле

$$P_{k+1} = (m - k) \cdot \rho \cdot P_k, \quad (12)$$

Состояние при $k = 0$ означает отсутствие заказов на обслуживание и $P_k = P_0$.

Число станков, ожидающих обслуживания в находящихся впереди на исполнение заказа, определяется состоянием $E_2 - E_m$. При этом один станок обслуживается, а $(k - 1)$ - ждут обслуживания. Среднее число ожидающих станков определяется по формуле [5]

$$\bar{n}_c = \sum_{k=2}^m (k - 1) \cdot P_k, \quad (13)$$

Коэффициент простоя одного станка из-за ожидания при многостаночном использовании определяется по формуле [5]

$$K_c = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k - 1) \cdot P_k, \quad (14)$$

Среднее использование (недогрузка) одного станка определяется по формуле [5]

$$A_c = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m - k) \cdot P_k, \quad (15)$$

Для анализа рассматриваемой станочной системы необходимо задастся заранее определенными значениями машинного и вспомогательного времени, затем произвести расчет основных показателей, характеризующие производительность ГСС по вышеуказанным формулам.

Исходные данные для расчета:

$T_{Ц}^{GCC} = 21,55$ мин (431 с); $T_{BO}^{CT} = 1,55$ мин (31 с); $m = 2$; $\lambda = 0,0023$ с⁻¹ (Гц); $\nu = 0,032$ с⁻¹ (Гц); $\rho = 0,072$.

а) при $k = 0$:

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,072 + \frac{2!}{(2-2)!} \cdot 0,072^2} = 0,866;$$

$$\bar{A}_m = 0,866 \text{ (86,6\% > 20\%);}$$

$$P_{k+1} = (2-0) \cdot 0,072 \cdot 0,866 = 0,125;$$

$$\bar{n}_c = (2-1) \cdot 0,866 = 0,866;$$

$$K_C = \frac{1}{2} \cdot (2-1) \cdot 0,866 = 0,433 \text{ (43,3\% > 2\%);}$$

$$A_C = \frac{1}{2} \cdot (2-0) \cdot 0,866 = 0,866 \text{ (86,6\% > 80\%).}$$

б) при $k = 1$:

$$P_{k+1} = (2-1) \cdot 0,072 \cdot 0,125 = 0,009;$$

$$\bar{A}_m = 0,866 + 0,125 = 0,991 \text{ (99,1\% > 20\%);}$$

$$\bar{n}_c = (2-1) \cdot 0,125 = 0,125;$$

$$K_C = \frac{1}{2} \cdot (2-1) \cdot 0,125 = 0,063 \text{ (6,3\% > 2\%);}$$

$$A_C = \frac{1}{2} \cdot ((2-0) \cdot 0,866 + (2-1) \cdot 0,125) = 0,929 \text{ (92,9\% > 80\%).}$$

в) при $k = 2$:

$$P_{k+1} = (2-2) \cdot 0,072 \cdot 0,009 = 0;$$

$$\bar{A}_m = 0,866 + 0,125 + 0 = 0,991 \text{ (99,1\% > 20\%);}$$

$$\bar{n}_c = (2-1) \cdot 0,009 = 0,009;$$

$$K_C = \frac{1}{2} \cdot (2-1) \cdot 0,009 = 0,0045 \quad (0,45\% < 2\%);$$

$$A_C = \frac{1}{2} \cdot ((2-0) \cdot 0,866 + (2-1) \cdot 0,125 + (2-2) \cdot 0,009) = 0,929$$

(92,9% > 80%).

Полученные расчеты приведены в таблице 4.1.

Таблица 1 - Анализ заданной ГСС на основе теории массового обслуживания

Состояние k	Количество ожидающих станков $(k-1)$	Вероятность P_k	$(k-1) \cdot P_k$	$(m-k) \cdot P_k$
0	0	0,125	-	0,25
1	0	0,009	-	0,009
2	1	0	0	0
-	-	-	$\Sigma = 0$	$\Sigma = 0,259$

По полученным результатам расчета зависимостей, можно сделать следующие выводы:

1) Вероятность использования манипулятора $\bar{A}_{m_i}$ имеет адекватное значение при любом из значений количества заявок на обслуживание k (при текущем значении среднего времени обслуживания цикла работы гибкой станочной системы - $T_{\text{ц}}^{\text{ГСС}} = 21,55$ мин (431 с)):

$$k = 0: \bar{A}_m = 0,866 \quad (86,6\% > 20\%);$$

$$k = 1: \bar{A}_m = 0,991 \quad (99,1\% > 20\%);$$

$$k = 2: \bar{A}_m = 0,991 \quad (99,1\% > 20\%);$$

2) Величина среднего использования одного станка A_{C_i} имеет адекватное значение при любом из значений количества заявок на обслуживание k (при текущем значении среднего времени обслуживания цикла работы гибкой станочной системы - $T_{\text{ц}}^{\text{ГСС}} = 21,55$ мин (431 с)):

$k = 0: A_c = 0,866 \text{ (} 86,6\% > 80\% \text{)}.$

$k = 1: A_c = 0,929 \text{ (} 92,9\% > 80\% \text{)}.$

$k = 2: A_c = 0,929 \text{ (} 92,9\% > 80\% \text{)}.$

3) Величина коэффициента простоя одного станка из-за ожидания при многостаночном использовании достигает адекватного значения при количестве заявок на обслуживание - $k = 2$ (при текущем значении среднего времени обслуживания цикла работы гибкой станочной системы - $T_{ц}^{ГСС} = 21,55$ мин (431 с)):

$k = 0: K_c = 0,433 \text{ (} 43,3\% > 2\% \text{)};$

$k = 1: K_c = 0,063 \text{ (} 6,3\% > 2\% \text{)};$

$k = 2: K_c = 0,0045 \text{ (} 0,45\% < 2\% \text{)};$

Из всего вышесказанного следует, что спроектированная гибкая станочная система (ГСС) будет считаться полностью эффективной при $T_{ц}^{ГСС} \geq 21,55$ мин ($k = 2$).

Если при других значениях среднего времени обслуживания цикла работы гибкой станочной системы значение коэффициента простоя возрастет выше 2%, то это приведет к некоторому снижению производительности, что в принципе допустимо в случае крайней необходимости на некоторый промежуток времени.

В заключении можно сказать, что использование проектируемого промышленного робота в данной гибкой станочной системе считается целесообразным, т.к. обработка шлицевого вала происходит в заданных временных значениях и является наиболее оптимальным вариантом.

Расчет механизма передвижения робота заключается в выборе электродвигателя и конструктивных элементов привода.

Портальные роботы обеспечивают обслуживание оборудования при линейном его расположении и имеют одно-, двух- или трехзвенную шарнирную руку. Рука устанавливается на каретке, перемещающейся по монорельсу.

Перемещение каретки осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый редуктор и реечную передачу. Звенья руки приводятся в движение от электродвигателей через зубчатые редукторы и шариковые винтовые пары. Возвратно-поступательное движение гаек по ходовым винтам вызывает пово-

					18	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

рот звеньев руки вокруг осей. Торможение осуществляется электромагнитными муфтами.

Исходные данные для расчета:

- грузоподъемность: $m_n = 40$ кг;
- скорость перемещения каретки по монорельсу: $V_x = 1,2$ м/с;
- координата центра масс подвижной части робота: $b = 400$ мм (0,4 м);
- масса подвижных частей: $m_k = 2500$ кг.

Конструктивно-кинематическая схема передвижения манипулятора показана на рисунке 5.5.

Рисунок 3 - Конструктивно-кинематическая схема манипулятора

Каретка робота с рукой перемещается по ходовым роликам (рисунок 5.5 - поз. 1) и направляющим роликам (рисунок 3 - поз. 2) посредством реечной передачи от реечного колеса Z_1 (рисунок 3).

Номинальная мощность электродвигателя определяется по формуле [6]

$$P_H = \frac{P_{II}}{\varphi_{cp}}, \quad (16)$$

где φ_{cp} - средний коэффициент перегрузки двигателя. Определяется по формуле [6]

$$\varphi_{cp} = \frac{(\varphi_{\min} + \varphi_{\max})}{2}, \quad (17)$$

где $\varphi_{\min}$ - минимальный коэффициент перегрузки двигателя [6],

$$\varphi_{\min} = 1,1 \dots 1,5.$$

Принимается следующее значение: $\varphi_{\min} = 1,5$.

$\varphi_{\max}$ - максимальный коэффициент перегрузки двигателя. Условно принимается следующее значение [6]: $\varphi_{\max} = 2,5$.

Тогда: $\varphi_{cp} = \frac{(1,5 + 2,5)}{2} = 2.$

P_{II} - значение пусковой мощности электродвигателя. Определяется по формуле [6]

$$P_{II} = \frac{(F_{II} + F_Y) \cdot V_X \cdot 10^{-3}}{\eta_0}, \quad (18)$$

где η_0 - ориентировочное значение коэффициента полезного действия (КПД) электродвигателя [6], $\eta_0 = 0,95$.

F_{II} - значение силы инерции в момент разгона. Определяется по формуле [6]

$$F_{II} = \frac{k_2 \cdot m_n \cdot V_X}{t_p}, \quad (19)$$

где t_p - значение времени разгона [6], $t_p = 0,3$ с.

k_2 - коэффициент конструкции, зависящий от типа и грузоподъемности промышленных роботов [6], $k_2 = 25$.

Таким образом: $F_{II} = \frac{25 \cdot 40 \cdot 1,2}{0,3} = 4000$ Н (4 кН).

F_Y - значение силы, которая необходима для преодоления момента сопротивления в установившемся режиме. Зависит от момента сопротивления передвижения каретки и диаметров ходовых (d_X) и направляющих (d_H) роликов.

Для проектировочных расчетов принимается, что $d_X = d_H = d_P$. Определяется по формуле

$$F_Y = \frac{2 \cdot T_c}{d_P}, \quad (20)$$

где T_C - значение момента сопротивления передвижения каретки. Определяется по формуле [6]

$$T_C = T_X + 2 \cdot T_H, \quad (21)$$

где T_X - значение момента трения качения ходовых роликов по направляющим и в опорах качения. Определяется по формуле [6]

$$T_X = F_B \cdot \left(f' + f \cdot \frac{d}{2} \right), \quad (22)$$

где F_B - значение вертикальной опорной реакции. Определяется по формуле [6]

$$F_B = k_2 \cdot m_n \cdot g, \quad (23)$$

Следовательно: $F_B = 25 \cdot 40 \cdot 9,81 = 9810$ Н.

f' - коэффициент трения качения [6], $f' = 0,03 \dots 0,08$.

Принимается следующее значение: $f' = 0,05$.

f - коэффициент трения в опорах цапф роликов (подшипники качения) [6], $f = 0,015$.

d - диаметр цапфы оси ролика. Определяется по формуле [6]

$$d = 0,4 \cdot d_p, \quad (24)$$

где d_p - диаметр ролика [6], $d_p = 40 \dots 120$ мм.

Принимается следующее значение: $d_p = 100$ мм (0,1 м).

Таким образом: $d = 0,4 \cdot 0,1 = 0,04$ м.

Тогда: $T_X = 9810 \cdot \left(0,05 + 0,015 \cdot \frac{0,04}{2} \right) = 493,4$ Н·м.

T_H - значение момента трения качения направляющих роликов в их опорах. Определяется по формуле [6]

$$T_H = F_T \cdot \left(f' + f \cdot \frac{d}{2} \right), \quad (25)$$

где F_r - значение горизонтальной опорной реакции. Определяется по формуле [6]

$$F_r = \frac{m_n \cdot g \cdot (k_2 \cdot b + a_{\max})}{c}, \quad (26)$$

где $a_{\max}$ – максимальное расстояние центра схвата от монорельса,

$$a_{\max} = 1350 \text{ мм (1,35 м)}.$$

c - коэффициент, учитывающий моменты инерции всех вращающихся деталей привода, $c = 1,4$.

$$\text{Тогда: } F_r = \frac{40 \cdot 9,81 \cdot (25 \cdot 0,4 + 1,35)}{1,4} = 3181 \text{ Н}.$$

Значение момента трения качения направляющих роликов в их опорах

$$T_H = 3181 \cdot \left(0,05 + 0,015 \cdot \frac{0,04}{2} \right) \approx 160 \text{ Н·м}.$$

Значение момента сопротивления передвижения каретки

$$T_C = 493,4 + 2 \cdot 160 = 813,4 \text{ Н·м}.$$

Значение силы, которая необходима для преодоления момента сопротивления в установившемся режиме

$$F_Y = \frac{2 \cdot 813,4}{0,1} = 16270 \text{ Н}.$$

Значение пусковой мощности электродвигателя

$$P_{II} = \frac{(4000 + 16270) \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}}{0,95} = 25,6 \text{ кВт}.$$

$$\text{Номинальная мощность электродвигателя: } P_H = \frac{25,6}{2} = 12,8 \text{ кВт}.$$

С учетом рассчитанной номинальной мощности, выбирается промышленный электродвигатель постоянного тока марки Т-Т-electric серии LAC4000.

Параметры электродвигателя постоянного тока Т-Т-electric серии LAC:

– номинальная мощность: 15 кВт;

- напряжение якоря: 600 В;
- номинальная скорость: до 5000 мин⁻¹;
- габаритная высота: 300 мм;
- степень защиты: IP23, IP54, IP55;
- метод охлаждения: IC06, IC17, IC37, IC416, IC86W;
- класс изоляции: Н.

Данный электродвигатель полностью проходит проверку условий положенного пуска, а так же условие теплового режима.

Значение момента инерции массы груза и каретки с рукой, приведенного к валу электродвигателя определяется по формуле [6]

$$J_{\text{пр}} = 91,2 \cdot k_2 \cdot m_n \cdot \left(\frac{V_x}{n_{\text{дв}}} \right)^2, \quad (27)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения ротора электродвигателя [6], $n_{\text{дв}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

$$\text{Следовательно: } J_{\text{пр}} = 91,2 \cdot 25 \cdot 40 \cdot \left(\frac{1,2}{3000} \right)^2 = 0,015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

После окончательного выбора электродвигателя определяется общее передаточное отношение механизма по формуле [6]

$$i_M = \frac{\omega_{\text{дв}} \cdot d_{\text{рк}}}{2 \cdot V_x}, \quad (28)$$

где $\omega_{\text{дв}}$ - угловая скорость ротора электродвигателя. Определяется по формуле [6]

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{дв}}}{60}, \quad (29)$$

$$\text{Таким образом: } \omega_{\text{дв}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3000}{60} = 314 \text{ с}^{-1}.$$

$d_{\text{рк}}$ - значение делительного диаметра реечного колеса зубчато-реечной передачи механизма горизонтального перемещения. Определяется по формуле [6]

$$d_{\text{рк}} = m \cdot z, \quad (30)$$

где m - значение модуля зубчато-реечной передачи механизма горизонтального перемещения [6], $m = 2,5 \dots 4$ мм.

Принимается следующее значение: $m = 3,5$ мм.

z - число зубьев реечного колеса зубчато-реечной передачи механизма горизонтального перемещения [6], $z = 15 \dots 30$.

Принимается следующее значение: $z = 25$.

Тогда: $d_{\text{рк}} = 3,5 \cdot 25 = 87,5$ мм (0,0875 м).

Следовательно, значение общего передаточного отношения механизма составит

$$i_M = \frac{314 \cdot 0,0875}{2 \cdot 1,2} = 11,45.$$

1.3.2 Расчет механизма вертикального передвижения руки промышленного робота

Схема механизма привода вертикального перемещения (сгибания) руки разработанного промышленного робота представлена на рисунке 5.6.

Рисунок 4 - Механизм сгибания руки

Данный механизм включает в себя электродвигатель (рисунок 4 - поз. 1), редуктор (рисунок 4 - поз. 2) и шариковую винтовую пару (рисунок 4 - поз. 3).

Электродвигатель снабжен электромагнитной муфтой, обеспечивающей торможение при отключении двигателя.

В проектировочном расчете можно принять следующие некоторые соотношения между размерами звеньев:

Расстояние от оси сгибания ведущего и ведомого звеньев руки до оси механизма шарнирного кронштейна (рисунок 5.6), данную величину можно определить следующим образом [6]

$$c' = 0,25 \cdot c, \quad (31)$$

где c - габаритный размер (длина) схвата, $c = 2$ м.

Таким образом: $c' = 0,25 \cdot 2 = 0,5$ м.

Расстояние от оси сгибания механизма руки до шариковой винтовой пары (рисунок 5.6), определяется следующим образом [6]

$$l = 0,1 \cdot a, \quad (32)$$

где a - расстояние от опоры до оси сгибания ведущего и ведомого звеньев руки, $a = 1,5$ м.

Тогда: $l = 0,1 \cdot 1,5 = 0,15$ м.

Потребная номинальная мощность двигателя определяется по следующей формуле [6]

$$P_{II} = \frac{P_y + P_{II}}{\eta_{MC}}, \quad (33)$$

где P_y - мощность, необходимая для преодоления статического момента в установившемся режиме движения. Определяется по формуле [6]

$$P_y = 10^{-3} \cdot k_5 \cdot m_n \cdot g \cdot c \cdot \omega, \quad (34)$$

где η_{MC} – КПД механизма сгибания руки промышленного робота,

$$\eta_{MC} = 0,95.$$

k_5 – коэффициент конструкции [6], $k_5 = 15$.

ω – угловая скорость вращения кисти [6], $\omega = 0,5$ рад/с.

Следовательно: $P_y = 10^{-3} \cdot 15 \cdot 40 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 0,5 = 5,9$ кВт.

P_{II} – мощность, необходимая для преодоления сил инерции. Определяется по формуле [6]

$$P_{II} = \frac{10^{-3} \cdot k_5 \cdot m_n \cdot c^2 \cdot \omega^2}{t_p}, \quad (35)$$

$$\text{Таким образом: } P_{II} = \frac{10^{-3} \cdot 15 \cdot 40 \cdot 2^2 \cdot 0,5^2}{0,3} = 2 \text{ кВт.}$$

Далее определяется потребная номинальная мощность двигателя

$$P_{II} = \frac{5,9 + 2}{0,95} = 8,32 \text{ кВт.}$$

С учетом рассчитанной номинальной мощности, выбирается промышленный электродвигатель постоянного тока марки Т-Т-electric серии LAC3500.

Параметры электродвигателя постоянного тока Т-Т-electric серии LAC:

- номинальная мощность: 10 кВт;
- напряжение якоря: 600 В;
- номинальная скорость: до 5000 мин⁻¹;
- габаритная высота: 300 мм;
- степень защиты: IP23, IP54, IP55;
- метод охлаждения: IC06, IC17, IC37, IC416, IC86W;
- класс изоляции: Н.

Момент инерции, приведенный к валу электродвигателя определяется по формуле [6]

$$J_{MC}^{PP} = \frac{k_5 \cdot m_n \cdot c^2}{i_{MC}^2 \cdot \eta_{MC}}, \quad (36)$$

где i_{MC} – передаточное отношение от вала двигателя до плеча руки. Определяется по формуле [6]

$$i_{MC} = \frac{\pi \cdot n_{\max}}{30 \cdot \omega}, \quad (37)$$

где $n_{\max}$ - максимальная частота вращения электродвигателя,

$$n_{\max} = 5000 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\text{Тогда: } i_{MC} = \frac{3,14 \cdot 5000}{30 \cdot 0,5} = 1047.$$

Далее определяется момент инерции, приведенный к валу электродвигателя

$$J_{MC}^{PP} = \frac{15 \cdot 40 \cdot 2^2}{1047^2 \cdot 0,95} = 0,0023 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент сопротивления в установившемся движении, приведенный к валу электродвигателя определяется по формуле [6]

$$T_C = \frac{k_5 \cdot m_n \cdot g \cdot c}{i_{MC} \cdot \eta_{MC}}, \quad (38)$$

$$\text{Следовательно: } T_C = \frac{15 \cdot 40 \cdot 9,81 \cdot 2}{1047 \cdot 0,95} = 11,84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далее выполняется кинематический расчет привода, целью которого является определение передаточного отношения редуктора, обеспечивающего заданную угловую скорость со звена F.

Для этого винту необходимо сообщить некоторую угловую скорость, которая будет определяться по следующей формуле

$$\omega_B = \frac{2 \cdot \pi \cdot V}{p \cdot k}, \quad (39)$$

где p – шаг резьбы ходового винта, $p = 5$.

k – число заходов резьбы, $k = 1$.

V – скорость перемещения винта вдоль его оси. Определяется по формуле [6]

$$V = \omega \cdot c' \cdot \cos(\alpha), \quad (40)$$

где α – угол между осью винта и вертикалью в положении руки, когда звено F находится в горизонтальном положении. Определяется по формуле [6]

$$\alpha = \arctg\left(\frac{1 - \sqrt{2} \cdot c'}{(a - 1)}\right), \quad (41)$$

Таким образом: $\alpha = \arctg\left(\frac{1 - \sqrt{2} \cdot 0,5}{(1,5 - 1)}\right) \approx 6^\circ$.

Скорость перемещения винта вдоль его оси

$$V = 0,5 \cdot 0,5 \cdot \cos(6^\circ) = 0,25 \text{ м/с.}$$

Далее определяется угловая скорость винта

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25}{5 \cdot 1} = 0,314 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения ходового винта определяется по формуле [6]

$$n_B \approx 9,55 \cdot \omega_B, \quad (42)$$

Тогда: $n_B \approx 9,55 \cdot 0,314 \approx 3 \text{ мин}^{-1}$.

Передаточное отношение редуктора определяется по формуле [6]

$$i_P = \frac{\omega}{\omega_B}, \quad (43)$$

Следовательно: $i_p = \frac{0,5}{0,314} = 1,6.$

1.3.3 Расчет механизма схвата промышленного робота

Схваты ПР служат для захватывания и удерживания объекта манипулирования во время его транспортировки. Основными требованиями, предъявляемыми к схватам, являются надежность захватывания и удержания объекта, точность ориентирования и базирования, а также недопустимость разрушения и повреждения детали. В настоящее время разработано большое количество конструкций схватов, имитирующих кисти человека, с пневмо- или электромеханическим приводом.

При выборе типа схвата необходимо учитывать множество факторов, основными из которых являются масса, форма и свойства объекта манипулирования, изменение этих характеристик в процессе обработки, требования к времени захвата и точности позиционирования, свойства захватываемой поверхности.

Усилия, действующие на губки, могут быть определены исходя из условий равновесия. Если центр тяжести детали 1 расположен между парами губок 2 и 3 (рисунок 5), то усилия R_1 и R_2 определяются по формулам:

$$R_1 = \left| \frac{l-c}{l} \right| \cdot F_0, \quad (44)$$

$$R_2 = \frac{c}{l} \cdot F_0, \quad (45)$$

где F_0 – вес заготовки. Определяется по формуле

$$F_0 = M_d \cdot g, \quad (46)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Следовательно: $F_0 = 7,7 \cdot 9,81 = 75,3 \text{ Н}$.

Таким образом

$$R_1 = \left| \frac{80 - 40}{40} \right| \cdot 75,3 = 75,3 \text{ Н}.$$

$$R_2 = \frac{40}{80} \cdot 75,3 = 37,7 \text{ Н}.$$

Рисунок 5 – Схема захвата деталей

При проектировании схватов за расчетные принимают усилия, вычисленные с учетом ускорения при перемещении, для схемы (рисунок 5) по формуле

$$F = m_0(g + a)K_1K_2 \text{ Н} \quad (47)$$

где m_0 – масса детали, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; K_1 – коэффициент, зависящий от положения заготовки по отношению к губкам схвата и направления действия силы тяжести; $K_2 = 1,3 \dots 2,0$ – коэффициент запаса.

$$K_1 = 0,5 \cdot f \quad (48)$$

$$K_1 = 0,5 \cdot 0,3 = 0,15$$

$$F = 7,7 \cdot (9,8 + 0,26) \cdot 0,15 \cdot 2 = 23,26 \text{ Н}$$

Рисунок 6 – Схемы для определения величин нормальных усилий, действующих на деталь

					30	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для плоских губок (рисунок 11) удерживающие усилия

$$F_{N_1} = F_{N_2} = F / (2f) \text{ Н} \quad (48)$$

$$F_{N_1} = 23,26 / (2 \cdot 0,3) = 38,8 \text{ Н}$$

где f - коэффициент трения. Для незакаленных пальцев без насечки (сталь марок 45, 50) $f = 0,12 \dots 0,15$, для закаленных пальцев с насечкой (сталь 65Г, У8А, У10А) $f = 0,3 \dots 0,35$.

Схема схвата с реечной передачей и поступательным перемещением губок, обеспечивающим высокую точность базирования, показана на рис. 6

Рисунок 7 – Схема схвата с реечной передачей

Угол поворота θ определяется из соотношения,

$$\theta = \frac{\Delta C}{l} \quad (49)$$

$$\theta = \frac{90}{110} = 0,81$$

Радиус зубчатого сектора определяется по известным формулам

$$R = m_c z_c / 2 \quad (50)$$

где m_c - модуль передачи; z_c - число зубьев колеса. Обычно $z_c = 15 \dots 18$.

$$R = 2 \cdot 18 / 2 = 18$$

В свою очередь, модуль передачи

$$m_c = 14 \sqrt{Y_F k_{FB} T / (z_c^2 \psi_{bd} [\sigma_F])} \quad (51)$$

где Y_F - коэффициент формы зуба; k_{FB} - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки на ширине венца; T - вращающий момент, равный удерживающему для рассчитываемого сектора, Н·м; ψ_{bd} - коэффициент ширины колеса; $[\sigma_F]$ - допускаемые напряжения изгиба, МПа.

$$m_c = 14 \sqrt{1 \cdot 1,07 \cdot 975 \cdot 0,25 / (18^2 \cdot 0,4 \cdot 270)} = 1,2 \text{ мм}$$

Принимаем модуль равный 2

При заданном времени срабатывания схвата t определяется частота вращения сектора

$$n_c = \frac{60 \cdot \theta}{\pi \cdot t} \text{ об/мин} \quad (52)$$

$$n_c = \frac{60 \cdot 0,81}{3,14 \cdot 10} = 1,5 \text{ об/мин}$$

Тогда потребная мощность электродвигателя

$$P'_d = \frac{k \cdot F_{II} \cdot R \cdot n_c}{9550 \cdot \eta_{II} \cdot \eta_c} \text{ кВт} \quad (53)$$

$$P'_d = \frac{2 \cdot 250 \cdot 18 \cdot 1,75}{9550 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 16,5 \text{ кВт}$$

$$F_{II} = 2 \sum F_N / (m_c \cdot z_c \cdot \eta) \text{ Н} \quad (54)$$

где $k - 1,3 \dots 2,0$ – коэффициент запаса, большие значения которого принимают для схватов без самоторможения; η_{II} – КПД механического привода; η_c – КПД схвата; $\eta_{II} = 0,85 \dots 0,95$; $\eta_c = 0,9 \dots 0,95$.

$$F_{II} = 2 \cdot (38,45 + 38,45) / 2 \cdot 18 \cdot 0,9 = 118,9 \text{ Н}$$

Двигатель выбирают по мощности из условия $P_d > P'_d$. Кинематическая схема привода должна обеспечивать передаточное число

$$u = n_1 / n_c \quad (55)$$

В случае использования пневмопривода диаметр поршня определяют из состояния

$$d = \sqrt{4 \cdot F_{II} / (\pi \cdot p \cdot \eta_{II} \cdot \eta_c)} \text{ мм} \quad (56)$$

$$d = \sqrt{4 \cdot 118,9 / (3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 0,9)} = 81,97 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр поршня, ближайший к стандартному – 100 мм.

где p – Давление пневмосистемы $p = 1,8 \text{ МПа}$.

2 Проектирование коробки станка

					32	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.1 Общие сведения о базовой модели станка

ИР-500 многооперационный горизонтальный обрабатывающий центр-сверлильно-фрезерно-расточной станок с числовым программным управлением (ЧПУ), автоматической сменой инструмента (АСИ) и сменой обрабатываемых деталей предназначен для высокопроизводительной обработки корпусных деталей массой до 700 кг из конструкционных материалов от легких сплавов до высокопрочных сталей.

Широкий диапазон частоты вращения шпинделя и скоростей подач позволяет производить сверление, зенкерование, развертывание, растачивание точных отверстий, связанных координатами, фрезерование по контуру с линейной и круговой интерполяцией, нарезание резьбы метчиками.

Наличие поворотного стола, устанавливаемого с высокой точностью (± 5 с через 5°), расширяет технологические возможности станка, позволяет обрабатывать соосные отверстия консольным инструментом.

Повышенная степень точности станка (класс II) обеспечивает обработку отверстий по 7, 8 квалитетам точности с шероховатостью поверхности Ra 2,5 мкм.

Высокая степень автоматизации вспомогательных функций станка включает автоматическую смену инструмента и обрабатываемых деталей, позволяет встраивать его в автоматическую линию с управлением от ЭВМ.

Все узлы станка смонтированы на жесткой Т-образной станине, которая является общим основанием.

Лобовая бесконсольная шпиндельная бабка расположена внутри портальной стойки.

Общий вид станка ИР-500 представлен на рисунке 1, в таблице 1 — основные характеристики станка.

					33	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.2 График частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования привода R_{Π} при постоянной мощности [7, с. 31]:

$$R_{\Pi} = R_{\text{дв}} R_{\text{к}}, \quad (57)$$

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

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

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\varphi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \varphi$ [7, с. 31].

Определяем мощность электродвигателя [7, с. 12]:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{эф}}}{\eta}, \quad (58)$$

где $P_{\text{эф}} = 12$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности электродвигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [7, с. 12], принимаем $\eta = 0,85$.

Тогда,

$$P_{\text{дв}} = \frac{12}{0,85} = 14,12 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель типа 2ПФ200L [2, с. 142–143, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 15$ кВт, $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем диапазон регулирования электродвигателя при постоянной мощности [7, с. 32]:

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{n_{\text{дв}(\text{max})}}{n_{\text{дв}(\text{ном})}}, \quad (59)$$

где $n_{\text{дв}(\text{max})}$ и $n_{\text{дв}(\text{ном})}$ – соответственно максимальная и номинальная частоты вращения электродвигателя при постоянной мощности.

Следовательно,

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

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [7, с. 32]:

$$R_{\kappa} = \frac{R_{\Pi}}{R_{\text{дв}(P)}}, \quad (60)$$

где $R_{\Pi} = 200$ – диапазон регулирования привода при постоянной мощности (по заданию).

Тогда,

$$R_{\kappa} = \frac{200}{4} = 50.$$

Определяем число скоростей коробки [7, с. 36]:

$$z = \frac{\lg R_{\Pi}}{\lg R_{\text{дв}(P)}}, \quad (61)$$

$$z = \frac{\lg 200}{\lg 4} = 3,83.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

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

Чтобы выбрать знаменатель ряда ϕ можно воспользоваться следующими рекомендациями [7, 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 – $\varphi = 1,41$; 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 [7, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{\text{дв}(P)}}{\lg \varphi}, \quad (62)$$

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

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [7, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg \varphi} = \frac{\lg R_r}{\lg \varphi}, \quad (63)$$

где R_m , R_r – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [7, с. 37]

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \varphi}, \quad (64)$$

$$K_m = \frac{\lg 50}{\lg 1,26} = 17,01.$$

Округляем до $K_m = 17$.

Однако при $\varphi = 1,26$ число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [7, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 9$. Оставшиеся интервалы можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [7, с. 33]:

$$R_{\kappa(\varphi)} = R_j \varphi^{K_m}, \quad (65)$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

$$R_j = R_a R_b \dots R_{m-1} = R_N^\varepsilon, \quad (66)$$

$$\varepsilon = (p_a - 1)x_a + (p_b - 1)x_b + \dots + (p_{m-1} - 1)x_{m-1}, \quad (67)$$

$$R_{\Pi(\Phi)} = R_{\text{дв}(P)} R_{\kappa(\Phi)}. \quad (68)$$

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

$$R_{\kappa(\Phi)} = 1\varphi^9 = 1 \cdot 1,26^9 = 8 \text{ [7, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\Pi(\Phi)} = 4 \cdot 8 = 32.$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения электродвигателя, а также число K_2 интервалов между максимальной и минимальными частотами вращения шпинделя [7, с. 33]:

$$K_1 = \frac{\lg(n_{\text{дв}(\max)} / n_{\text{шп}(\max)})}{\lg \varphi}, \quad (69)$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{\Pi}}{\lg \varphi}. \quad (70)$$

где $n_{\text{шп}(\max)}$ — максимальная частота вращения шпинделя.

Рассчитанные значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого [7, с. 33].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [7, с. 13, 20]:

$$n_{\text{шп}(\max)} = R_{\Pi} n_{\text{шп}(\min)}, \quad (71)$$

где $n_{\text{шп}(\min)} = 12 \text{ мин}^{-1}$ — минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп}(\max)} = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ мин}^{-1},$$

$$K_1 = \frac{\lg(3000/2400)}{\lg 1,26} = 0,9,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 32}{\lg 1,26} = 14,996,$$

принимаем $K_2 = 15$.

Определяем общее число интервалов [7, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 15 = 16.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 17 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 [7, с. 14–18] выбираем ряд: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80 и строим график частот вращения (рисунок 9) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 3000$ об/мин и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 80$ об/мин. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 315$ об/мин). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 9. Поэтому из точки *A* проводим луч на три (9–6=3) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 630$ об/мин. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в

нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 250$ об/мин. 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 электродвигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов электродвигателя откладываем интервалов и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки A . Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 63$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 50$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 40$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 31,5$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 25$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 20$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 16$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 12,5$ об/мин).

Рисунок 9 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 10 показана кинематическая схема привода главного движения станка (z – числа зубьев колес).

Рисунок 10 – Кинематическая схема привода главного движения станка (предварительный вариант).

					40	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

					41	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.3 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 [7, 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:

$$z_1 - z_2: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{1250} = 2,4 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{750}{315} = 2,38 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

$$\phi^{-4} = 2,52 - \text{ по таблице 5 [7, с. 23]},$$

принимаем $i_{\text{зн}(z1-z2)} = 2,51$, $\Sigma z = 74$, $z_1 = 21$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \Sigma z - z_1 = 74 - 21 = 53$.

2) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z3-z4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{1250}{1000} = 1,25 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z3-z4)} = \frac{315}{250} = 1,26 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

$$\phi^{-1} = 1,26 - \text{ по таблице 5 [7, с. 23]},$$

принимаем $i_{\text{зп}(z3-z4)} = 1,26$, $\sum z = 110$, $z_3 = 49$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_4 = \sum z - z_3 = 110 - 49 = 61$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{шп}}}{n_{\text{II}}} = \frac{2500}{1250} = 2$ или
 $i_{\text{зп}(z5-z6)} = \frac{630}{315} = 2$ (см. рисунок 9 – График частот вращения шпинделя), $\phi^3 = 2$ –
 по таблице 5 [7, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z5-z6)} = 2$, $\sum z = 110$, $z_6 = 37$ [7, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_5 = \sum z - z_6 = 110 - 37 = 73$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{1250}{315} = 3,968$ или
 $i_{\text{зп}(z7-z8)} = \frac{315}{80} = 3,9375$ (см. рисунок 9 – График частот вращения шпинделя),
 $\phi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [7, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z7-z8)} = 3,98$, $\sum z = 110$, $z_7 = 22$ [7, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_8 = \sum z - z_7 = 110 - 22 = 88$.

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [7, с. 47].

2.4 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 [7, с. 47].

На рисунке 11 представлена кинематическая схема привода главного движения станка.

					44	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.5 Эскизное оформление привода главного движения

2.5.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем фактические передаточные отношения коробки скоростей [9, с. 25]:

$$i_{\text{зп}(z1-z2)} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{53}{21} = 2,52 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z3-z4)} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{61}{49} = 1,24 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z5-z6)} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{37}{73} = 0,5 \text{ (передача повышающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z7-z8)} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{88}{22} = 4 \text{ (передача понижающая).}$$

Определяем максимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) [7, с. 26]:

$$n_{\text{дв}(\text{max})\text{I}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}(z1-z2)} = \frac{n_{\text{I}}}{i_{\text{зп}(z1-z2)}} = \frac{3000}{2,52} = 1190,48 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z3-z4)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z3-z4)}} = \frac{1190,48}{1,24} = 960,06 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z5-z6)}} = \frac{1190,48}{0,5} = 2380,96 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z7-z8)}} = \frac{1190,48}{4} = 297,62 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) при номинальной частоте вращения двигателя [7, с. 26]:

$$n_{\text{дв(ном)I}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}(z1-z2)} = \frac{n_I}{i_{\text{зп}(z1-z2)}} = \frac{750}{2,52} = 297,62 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z3-z4)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z3-z4)}} = \frac{297,62}{1,24} = 240,02 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z5-z6)}} = \frac{297,62}{0,5} = 595,24 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z7-z8)}} = \frac{297,62}{4} = 74,44 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт};$$

$$P_I = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пп}}, \quad (72)$$

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

$\eta_{\text{пп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [9, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_I = 15 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 14,55 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{II}} = P_I \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пп}}, \quad (73)$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [9, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 14,55 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 14,11 \text{ кВт};$$

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

$$P_{\text{III}} = 14,11 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 13,54 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах, при максимальных частотах вращения валов коробки скоростей [9, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{14,55}{3000} = 46,32 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кII}(z1-z2)} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}(z1-z2)}} = 9550 \frac{14,11}{1190,48} = 113,19 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z3-z4)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z3-z4)}} = 9550 \frac{13,54}{960,06} = 134,69 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z5-z6)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z5-z6)}} = 9550 \frac{13,54}{2380,96} = 54,31 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z7-z8)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z7-z8)}} = 9550 \frac{13,54}{297,62} = 434,47 \text{ Нм}.$$

Определяем крутящие моменты на валах, при минимальных частотах вращения валов коробки скоростей [9, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{14,55}{750} = 185,27 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кII}(z1-z2)} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}(z1-z2)}} = 9550 \frac{14,11}{297,62} = 452,76 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z3-z4)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z3-z4)}} = 9550 \frac{13,54}{240,02} = 538,73 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z5-z6)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z5-z6)}} = 9550 \frac{13,54}{595,24} = 217,23 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z7-z8)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z7-z8)}} = 9550 \frac{13,54}{74,41} = 1737,76 \text{ Нм}.$$

2.5.2 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 [7, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям с проверкой по напряжениям изгиба [7, с. 82, ф. 3]:

$$m_k = \frac{d_\omega}{z} = \frac{K_d}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot K_{H\beta} \cdot (i \pm 1)}{i \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (74)$$

$$m_{из} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}^2}}, \quad (75)$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, знак «−» — внутреннему;

m_k — модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

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

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

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

M_k — крутящий момент на рассчитываемом колесе, Нм;

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

i — передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} — допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое по таблице 17 [7, 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 [7, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [7, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [7, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 20Х с термообработкой: цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (53...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1100$ МПа, $\sigma_{FP} = 280$ МПа ;

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

$z_1 - z_2$: $z_1 = 21$, $i_{зп(z1-z2)} = 2,52$, $M_{кII(z1-z2)} = 185,27$ Нм, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1100$ МПа, $\sigma_{FP} = 280$ МПа, $Y_F = 4,01$,

$$m_k = \frac{770}{21} \cdot \sqrt[3]{\frac{185,27 \cdot 1,12 \cdot (2,52 + 1)}{2,52 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 3,08 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{185,27 \cdot 1,2 \cdot 4,01}{21^2 \cdot 0,4 \cdot 280^2}} = 0,56 \text{ мм},$$

принимаем $m = 4$ мм,

переборная группа (тройной блок):

$z_3 - z_4$: $z_3 = 49$, $i_{зп(z3-z4)} = 1,24$, $M_{кII(z1-z2)} = 452,76$ Нм, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1100$ МПа, $\sigma_{FP} = 280$ МПа, $Y_F = 3,66$,

$$m_k = \frac{770}{49} \cdot \sqrt[3]{\frac{452,76 \cdot 1,12 \cdot (1,24 + 1)}{1,24 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 1,94 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{452,76 \cdot 1,2 \cdot 3,66}{49^2 \cdot 0,4 \cdot 280^2}} = 0,41 \text{ мм},$$

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

$$z_5 - z_6: z_6 = 37, i_{3п(z5-z6)} = 1,97, M_{кшп(z5-z6)} = 217,23 \text{ Нм}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 280 \text{ МПа}, Y_F = 3,71,$$

$$m_k = \frac{770}{37} \cdot \sqrt[3]{\frac{217,23 \cdot 1,12 \cdot (1,97 + 1)}{1,97 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 1,89 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{217,23 \cdot 1,2 \cdot 3,71}{37^2 \cdot 0,4 \cdot 280^2}} = 0,39 \text{ мм},$$

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

$$z_7 - z_8: z_7 = 22, i_{3п(z7-z8)} = 4, M_{кшп(z1-z2)} = 452,76 \text{ Нм}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 280 \text{ МПа}, Y_F = 4,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{452,76 \cdot 1,12 \cdot (4 + 1)}{4 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 3,85 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{452,76 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 280^2}} = 0,71 \text{ мм},$$

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

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

2.5.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [7, с. 86]:

$$d_{i \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_{i \min}}}, \quad (74)$$

					50	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{14,55}{750}} = 41,05 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{I \min} = 50 \text{ мм}$,

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{14,11}{297,62}} = 51,13 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{II \min} = 55 \text{ мм}$.

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{13,54}{240,02}} = 53,61 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{III \min} = 55 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{IV \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 4) [7, с. 87]:

$$d_{IV \min} = P_{\text{дв}} / (0,15 \dots 0,35), \quad (75)$$

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

Тогда,

$$d_{IV \min} = 15 / (0,15 \dots 0,35) = (100 \dots 42,85) \text{ мм},$$

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

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 4) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное

значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист формата А0 – Эскизная компоновка привода главного движения станка ИР500ПМФ4) [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,

$$d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 90 = (100 \dots 120) \text{ мм},$$

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

Рисунок 12 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 12) [7, с. 88]:

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_{\text{ШП min}}, \quad (76)$$

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

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 12) [7, с. 88]:

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{ШП min}}, \quad (77)$$

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

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

					52	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [7, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [7, с. 45–46] диаметр вала выбранного электродвигателя типа 2ПФ200L – $d_{\text{дв}} = 48 \text{ мм}$

					53	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.5.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 13) [7, с. 86]:

$$A_i = \frac{\sum z_i \cdot m_i}{2}, \quad (78)$$

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

Рисунок 13– Кинематическая схема привода главного движения станка.

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 13):

$$A_1 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2), \quad (79)$$

$$A_1 = \frac{4}{2}(21 + 53) = 148 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 13):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8), \quad (80)$$

$$A_2 = \frac{4}{2}(49 + 61) = \frac{4}{2}(73 + 37) = \frac{4}{2}(22 + 88) = 220 \text{ мм}.$$

2.5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [11]:

$$d = m z, \quad (81)$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [11]:

$$d_a = d + 2m, \quad (82)$$

– диаметр впадин зубьев [11]:

$$d_f = d - 2,5m, \quad (83)$$

– ширина венца колес [11]:

$$b = (8 \dots 10)m. \quad (84)$$

Тогда,

$$z_1 = 22, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм},$$

$$d_a = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ мм},$$

$$d_f = 88 - 2,5 \cdot 4 = 78 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_2 = 52, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 52 = 210 \text{ мм},$$

$$d_a = 210 + 2 \cdot 4 = 218 \text{ мм},$$

$$d_f = 210 - 2,5 \cdot 4 = 200 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_3 = 49, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 49 = 196 \text{ мм},$$

$$d_a = 196 + 2 \cdot 4 = 204 \text{ мм},$$

$$d_f = 196 - 2,5 \cdot 4 = 186 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_4 = 61, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 61 = 244 \text{ мм},$$

$$d_a = 244 + 2 \cdot 4 = 252 \text{ мм},$$

$$d_f = 244 - 2,5 \cdot 4 = 234 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_5 = 73, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 73 = 292 \text{ мм},$$

$$d_a = 292 + 2 \cdot 4 = 302 \text{ мм},$$

$$d_f = 292 - 2,5 \cdot 4 = 282 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_6 = 37, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 37 = 148 \text{ мм},$$

$$d_a = 148 + 2 \cdot 4 = 156 \text{ мм},$$

$$d_f = 148 - 2,5 \cdot 4 = 138 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_7 = 22, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм},$$

$$d_a = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ мм},$$

$$d_f = 88 - 2,5 \cdot 4 = 78 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 86, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 86 = 344 \text{ мм},$$

$$d_a = 344 + 2 \cdot 4 = 352 \text{ мм},$$

$$d_f = 344 - 2,5 \cdot 4 = 334 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

2.5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп min}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [7, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности dn принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [7, с. 88].

Выбираем предварительно следующую схему установки подшипников [7, с. 89–90, т. 20]:

Рисунок 14 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

3. Проектирование станочного приспособления

3.1 Расчет режимов резания

Расточить отверстие, выдерживая размеры $\varnothing 55H7$

Исходные данные для расчета:

а) Максимальная глубина резания: $t_{\max} = 0,5$ мм.

б) Подача при точении: $S = 0,2$ мм/об.

в) Стойкость инструмента: $T = 45$ мин.

г) Общий поправочный коэффициент на скорость резания

$$K_v = 0,96 \cdot 1 \cdot 1 = 0,96$$

д) Максимальный диаметр заготовки при обработке: $D_{\text{заг}}^{\max} = 55$ мм.

Скорость резания определяется по формуле

					58	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$v = \frac{0,9 \cdot C_v}{T^m \cdot t_{cp}^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (85)$$

где C_v, y, x, m - вспомогательные коэффициенты,

$$C_v = 420, x = 0,15, y = 0,2, m = 0,2$$

Определяем скорость резания

$$v = \frac{420 \cdot 0,9}{60^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,2^{0,2}} \cdot 0,96 = 216 \text{ м/мин.}$$

$$\text{Тогда: } n = \frac{1000 \cdot 216}{3,14 \cdot 55} \approx 1331 \text{ мин}^{-1}.$$

Ближайшее значение по паспорту станка (в меньшую сторону)

$$n_{ст} = 1250 \text{ мин}^{-1}.$$

Корректируем значение скорости резания

$$v = \frac{\pi \cdot D_{заг}^{max} \cdot n_{ст}}{1000} \text{ м/мин.} \quad (86)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 55 \cdot 1250}{1000} \approx 218,5 \text{ м/мин.}$$

Определим тангенциальную составляющую силы резания P_z

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t_{max}^x \cdot S^y \cdot v^n \cdot K_p, \quad (87)$$

Вспомогательные коэффициенты при расчете силы резания

$$C_p = 300, x = 1, y = 0,75, n = -0,15$$

Поправочный коэффициент на силу резания

$$K_p = 1,03 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 = 0,92$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 0,5^1 \cdot 0,2^{0,75} \cdot 218,5^{-0,15} \cdot 0,92 = 1220 \text{ Н}$$

3.2 Назначение и принцип работы приспособления для расточки центрального отверстия

Вышеуказанное приспособление предназначено для базирования и закрепления детали “Шестерня ведомая” при растачивании центрального отверстия

Приспособление устанавливается и закрепляется на столе станка при помощи двух шпонок (поз.16) и четырех станочных болтов. Основные элементы приспособления – прихват (поз. 1) и пневмокамера находящаяся в нижней части корпуса (поз.2).

Обрабатываемая деталь устанавливается в призму (поз.4) с упором в планку (поз.5). Технологической базой является наружная поверхность и торец заготовки. Зажим детали осуществляется прихватом, приводимым в действие пневмокамерой.

Принцип действия рассматриваемого приспособления заключается в следующем:

С помощью крана управления воздух из пневмосети поступает в верхнюю полость пневмокамеры, мембрана (поз.12) перемещается вниз перемещая за собой шток (поз.14) с ввернутой в него вилкой (поз.28), которая в свою очередь скреплена с болтом (поз.15). На верхней части болта накручена гайка (поз.20), которая начинает давить на прихват, осуществляя тем самым зажим заготовки в приспособлении.

При переключении крана управления осуществляется стравливание (откачка) воздуха из пневмокамеры, затем происходит разжим обрабатываемой детали. Чтобы произвести разжим обрабатываемой детали воздух подается в

					60	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

верхнюю полость пневмокамеры, мембрана со штоком переместятся в верх, произойдет разжим обрабатываемой детали. Деталь вынимается из приспособления.

3.3 Силовой расчет приспособления для расточки центрального отверстия

Рисунок 15 - Силовой расчет приспособления для растачивания центрального отверстия

Запишем уравнение равновесия относительно центра вращения детали – т. О

$$\sum M_{\text{акт}} \cdot K = \sum M_{\text{прот}}, \quad (88)$$

где $\sum M_{\text{акт}}$ - сумма активных моментов, образующихся от воздействия сил резания

$$\sum M_{\text{акт}} = P_z \cdot l, \quad (89)$$

P_z , - тангенциальные составляющие сил резания при обработке отверстия, $P_z = 1120 \text{ Н}$;

l - расстояние от точки приложения силы P_z до точки прижима обрабатываемой детали с левого торца, $l = 27,5$ мм.

Минимальный коэффициент запаса, учитывающий надежность расчетов:
 $K_0 = 1,5$

Коэффициент, учитывающий наличие случайных неровностей на поверхности заготовки: $K_1 = 1,2$

Коэффициент, учитывающий увеличение силы резания вследствие затупления режущего инструмента: $K_2 = 1,2$

Коэффициент, учитывающий увеличение силы резания при прерывистом резании: $K_3 = 1,0$

Коэффициент, учитывающий непостоянство силы закрепления:
 $K_4 = 1,0$

Коэффициент, который учитывается, если допуск на размер заготовки влияет на силу закрепления: $K_5 = 1,0$

Коэффициент, который учитывается, при наличии возможности поворота заготовки под действием силы резания: $K_6 = 1,5$

Определим коэффициент запаса K

$$K = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 3,16$$

$\sum M_{\text{прот}}$ - сумма моментов противодействия, образующихся от воздействия сил зажима детали при обработке

$$\sum M_{\text{прот}} = M_{\text{прот1}} + M_{\text{прот2}}, \quad (90)$$

$$M_{\text{прот1,2}} = W \cdot f_{\text{пр}} \cdot R; \quad (91)$$

где W – усилие зажима обрабатываемой детали.

R – радиус технологической базы, $R = 60$ мм.

$f_{\text{пр}}$ - коэффициент трения между заготовкой и призмами. Определяется по формуле [9]

$$f_{np} = f \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (92)$$

где α - угол разворота губок призмы [9], $\alpha = 90^\circ$

f - коэффициент трения между заготовкой и призмами [9], $f = 0,1$

$$\text{Таким образом: } f_{np} = 0,1 \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{90^\circ}{2}\right)} = 0,1 \cdot \frac{1}{0,707} = 0,15$$

Уравнение равновесия принимает вид

$$(P_z \cdot l) \cdot K = 2 \cdot W \cdot f_{np} \cdot R, \quad (93)$$

Определим усилие зажима обрабатываемой детали

$$W = \frac{(P_z \cdot l) \cdot K}{2 \cdot f_{np} \cdot R}, \quad (94)$$

$$\text{Следовательно: } W = \frac{(220 \cdot 27,5) \cdot 3,16}{2 \cdot 60 \cdot 0,15} = 3407 \text{ Н.}$$

Определим ориентировочное значение диаметра пневмокамеры [8]

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{0,785 \cdot p \cdot \eta}}, \quad (95)$$

где p - давление воздуха в пневмосистеме, $p = 0,4$ МПа.

η - КПД пневмокамера, $\eta = 0,92$

$$\text{Таким образом: } D = 2 \cdot \sqrt{\frac{5407}{0,785 \cdot 0,4 \cdot 0,92}} \approx 193 \text{ мм.}$$

С учетом техники безопасности и по конструктивным соображениям (согласно ГОСТ 6540-68 “Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров”) принимаем действительное значение диаметра пневмокамеры: $D = 240$ мм.

Определим усилие зажима по формуле [8]

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot p \cdot \eta, \quad (96)$$

Тогда: $Q_{\text{пор}} = \frac{3,14}{4} \cdot (240^2 - 30^2) \cdot 0,4 \cdot 0,92 = 15649 \text{ Н.}$

Вывод: значение усилия зажима превышает рассчитанное необходимое значение ($15649 > 3407$), следовательно, смещение обрабатываемой детали в спроектированном приспособлении не представляется возможным.

					64	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		