

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
Промышленных технологий
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование
машиностроения

Направление подготовки

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему

Исследование точности привода подачи токарного станка с ЧПУ мод. 1740РФ30

ПГУ 15.04.05.09.00.00

(обозначение ВКР)

Студент гр. 19ММм2



Мруг Антон Владимирович

(подпись, дата)

(фио полностью)

Научный руководитель



Большаков Г.С.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер



Кочетков Д.В.

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., начальник конструкторского бюро
АО «ПО «ЭЛЕКТРОПРИБОР» (г.Пенза)



Белашов М.В.

(должность, место работы)

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от _____ № _____)

Заведующий кафедрой



Зверовщиков А.Е.

(подпись)

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 21.07.21 № 3)

Секретарь ГЭК



Истомина Ю.В.

(подпись)

(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« ____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент группы 19ММ2

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта
направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Мруг Антон Владимирович

2. Научный руководитель магистерской диссертации

доцент Большаков Герман Сергеевич

3. Время проектирования с 10 июня 2021 г. по 08 июля 2021 г.

4. Место преддипломной практики ЗАО «ЦеСИС НИКИРЭТ» г. Пенза

5. Тема магистерской диссертации

Исследование точности привода подачи токарного станка с ЧПУ мод. 1740 РФ30

Тема утверждена приказом ПГУ № 1056/о от 30 декабря 2020 г.

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

Проанализировать кинематическую погрешность привода в целом и его элементов, выполнить анализ жесткости линейной и крутильной жесткости привода продольной и поперечной подачи, построить баланс жесткости привода продольной и поперечной подачи, проанализировать неравномерности движения исполнительных органов, с целью определения возможности улучшения характеристик.

7. Объем и содержание основной части работы

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

Анализ нормируемых параметров геометрической точности приводов подачи токарного станка, Проектный расчет привода поперечной подачи, Анализ жесткости привода поперечной подачи, Проектный расчет привода продольной подачи, Анализ жесткости

привода продольной подачи. Анализ неравномерности движения рабочего органа станка.
Выводы по работе.

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

1. Цель работы, объект исследования, научная новизна и практическая ценность

2. Объект исследования

3. Параметры геометрической точности и допуски отклонений

4. Анализ жесткости привода поперечной подачи

5. Анализ жесткости привода продольной подачи

6. Анализ неравномерности движения рабочего органа станка

7. Выводы по работе

8. Особые требования по выполнению разделов:

нет

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Введение	5	14.06.2021	
2. Анализ нормируемых параметров геометрической точности приводов подачи	10	17.06.2021	
3. Проектный расчет привода поперечной подачи	20	21.06.2021	
4. Проектный расчет привода продольной подачи	20	23.06.2021	
5. Анализ неравномерности движения рабочего органа станка	20	26.06.2021	
6. Заключение, список литературы	5	28.06.2021	
7. Разработка презентации	5	30.06.2021	
8. Оформление диссертации	15	01.07.2021	

Дата выдачи задания «10» июня 2021 г.

Задание к исполнению принял

Руководитель работы

«__»__20__ г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан Факультет промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

С.Ю. Киреев

«__»__20__ г.

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 80 листов формата А4, 7 рисунков, 8 таблиц, использовано 13 источников литературы.

ПРИВОД ПОДАЧ, ПРОДОЛЬНЫЙ СУППОРТ, ПОПЕРЕЧНЫЙ СУППОРТ, ЛИНЕЙНАЯ ЖЕСТКОСТЬ, КРУГОВАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ, ВИНТ, ГАЙКА, СТАНОК.

Объектом исследования является токарно-винторезный станок. За базовую модель принят станок мод. 1740РФ3.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен анализ точности привода подач станка с ЧПУ по типу базового мод. 1740РФ3, выполненный на 80 листах, в котором приведена диаграмма жесткости элементов продольного и поперечного привода подач, проанализированы нормируемые параметры геометрической точности, рассчитаны привода продольной и поперечной подачи суппорта, анализ неравномерности движения рабочего органа станка.

ПГУ 4.15.04.05.09.00 ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Мруг А.В.		
Провер.		Большаков Г.С.		
Н. контр.		Кочетков Д.В.		
Утв.		Липов А.В.		
Исследование точности привода подач токарного станка с ЧПУ мод. 1740РФ30			Лит.	Лист
Пояснительная записка			3	80
Каф. «ТОМ», гр. 19ММм2				

Содержание

Введение.....	6
1 АНАЛИЗ НОРМИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ПРИВОДОВ ПОДАЧ ТОКАРНОГО СТАНКА.....	9
1.1 Нормируемые параметры геометрической точности ШВП.....	10
1.2 Параметры точности привода зубчато ременной передачи и датчика положения.....	13
2 АНАЛИЗ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИВОДА.....	15
2.1 Проектный расчет привода поперечной подачи.....	15
2.2 Анализ жесткости привода поперечной подачи.....	34
2.3 Проектный расчет привода продольной подачи.....	43
2.4 Анализ жесткости привода продольной подач.....	54
3 АНАЛИЗ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА СТАНКА.....	61
3.1 Поперечной подачи.....	61
3.2 Продольной подачи.....	63
Выводы по работе.....	65
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	67
Приложение А (публикации).....	69
Приложение Б (презентация).....	75

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы заключается в том, что жесткость технологического оборудования является важной характеристикой, величина которой должна быть не менее указанной в ГОСТ на соответствующее оборудование.

Жесткость несущей системы станка определяется собственной жесткостью деталей и их стыков. В автоматизированном технологическом оборудовании и станках с ЧПУ на жесткость несущей системы также оказывает способ фиксации подвижного органа и характеристики привода подач.

Фиксация подвижных органов может осуществляться самотормозящаяся передача (н.р. винт-гайка скольжения), силами трения в направляющих или электромагнитными тормозами встроенными в электродвигатель привода подач.

Характеристики привода подач оказывают значительное влияние на точность обработки на металлорежущих станках, в особенности станка с числовым программным управлением. Жесткость привода при обработке влияет на точность как непосредственно в виде упругих отжатий, так и косвенно в виде погрешностей позиционирования и неравномерности движения исполнительного органа.

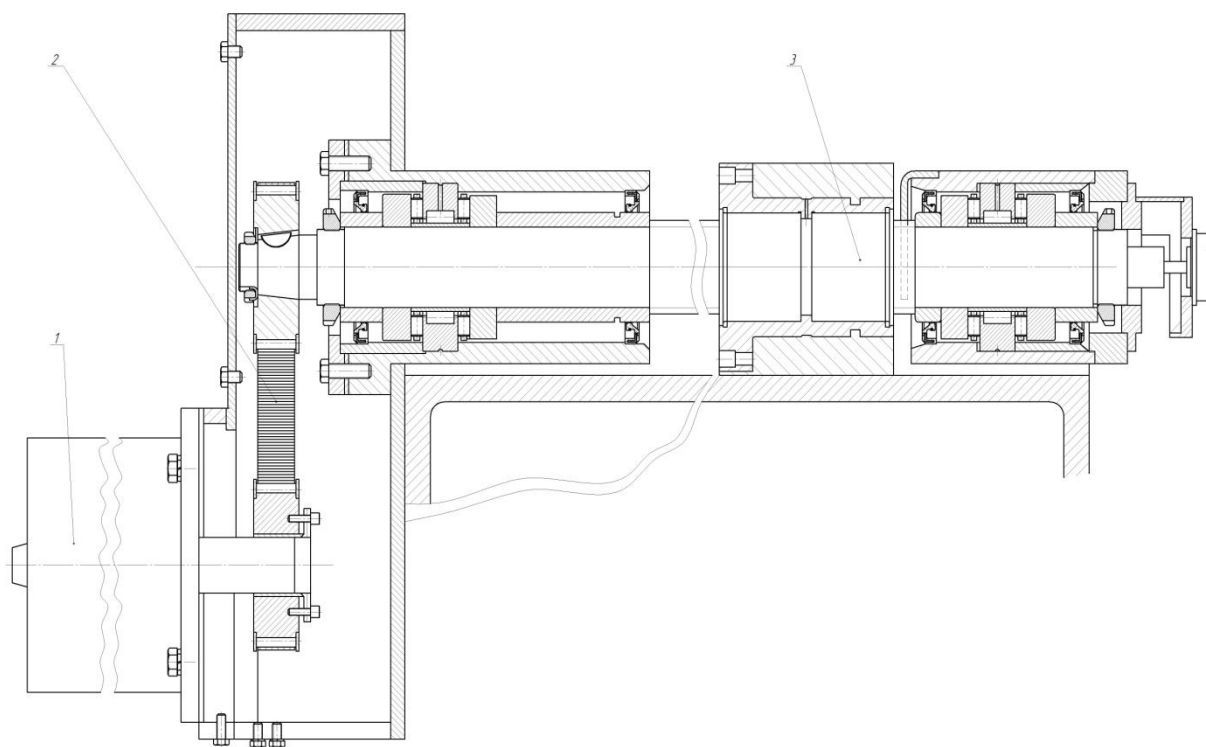


Рисунок 1 - Привод поперечной подачи

В приводах подач станков с ЧПУ отсутствуют самотормозящие механизмы. В этом случае силы резания даже при неподвижном приводе воздействуют на привод подач. Поэтому при проектировании привода подачи кроме расчета по критерию несущей способности и долговечности необходимо выполнить проверку жесткости.

На рисунке 1 представлена схема привода подач токарного станка с ЧПУ. Привод состоит из ДПТ 1, зубчатой ременной передачи 2, шарико-винтовой передачи 3. Жесткость привода определяется линейной жесткостью элементов привода (винт, шарико-винтовой механизм, упорный подшипник, нормально нагруженный стык фланец корпуса ШВП, касательно-нагруженный стык кронштейна ШВП и стола)

Цель работы: проанализировать точность и жесткость привода подач токарного станка с ЧПУ и определить влияние погрешностей его элементов на погрешности обработки, а также неравномерность движения исполнительного органа.

Задачи работы:

Проанализировать кинематическую погрешность привода в целом и его элементов;

Анализ жесткости линейной и крутильной жесткости привода продольной и поперечной подачи;

Построение баланса жесткости и расчет приведенной жесткости привода продольной и поперечной подач;

Анализ неравномерности движения исполнительного органа.

Научная новизна: разработана модель привода подач токарного станка с ЧПУ мод. 1740РФ30 с использованием аналитических зависимостей и компьютерного моделирования в программном комплексе SolidWorks Simulation для оценки влияния параметров элементов привода на его жесткость.

Практическая значимость: на основе анализа точности и жесткости приводов подач станка мод. 1740РФ30, а также оценки неравномерность движения рабочего органа, даны рекомендации по повышению точности и жесткости.

1 АНАЛИЗ НОРМИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ПРОВОДОВ ПОДАЧ ТОКАРНОГО СТАНКА

Согласно ГОСТ ISO 13041-4-2016 допуски на позиционирование, для токарных станков с ЧПУ и токарных обрабатывающих центров нормальной точности, соответствующие различным измеряемым длинам, не превышающим 2000 мм., принимаются.

Таблиц 1 – Допуски на позиционирование для осей длиной не более 2000мм

Параметры		Измеряемая длина оси, мм			
		≤ 500	> 500 ≤ 800	> 800 ≤ 1250	> 1250 ≤ 2000
		Допуски, мм			
Двунаправленная точность позиционирования	A	0,022	0,025	0,032	0,042
Однонаправленная повторяемость позиционирования	R $\uparrow$ R $\downarrow$	0,006	0,008	0,010	0,013
Реверсивная величина	B	0,010	0,010	0,012	0,012
Однонаправленное систематическое отклонение позиционирования	E $\uparrow$ E $\downarrow$	0,010	0,012	0,015	0,018

Таблица 2 - Допуски на позиционирование для осей вращения в диапазоне от 0° до 360°.

Параметры		Допуски, угл.с
Двухнаправленная точность позиционирования	A	63
Однонаправленная повторяемость позиционирования	R↑R↓	25
Реверсивная величина	B	25
Однонаправленное систематическое отклонение позиционирования	E↑E↓	32

Таблица 3 - Нормы жесткости токарных станков общего назначения

Узел	Условия испытания							
	$H < 150$ мм $P_y = 2000$ Н		$H = 200$ мм $P_y = 3000$ Н		$H = 300$ мм $P_y = 4000$ Н		$H = 400$ мм $P_y = 5000$ Н	
	j , Н/мм	z , мм	j , Н/мм	z , мм	j , Н/мм	z , мм	j , Н/мм	z , мм
Шпиндель на подшипниках скольжения	30 000–50 000	0,02	50 000–100 000	0,03	80 000–15 000	0,04	150 000 – 180 000	0,05
Шпиндель на подшипниках качения	50 000–100 000	0,02	80 000 – 120 000	0,02	120 000–160 000	0,03	166 000–220 000	0,03
Суппорт по высоте центров	5000–10 000	0,08	8000–10 000	0,08	20 000–30 000	0,10	50 000–100 000	0,10
Примечание. Динамометр укреплен в суппорте и за шпиндельную оправку с небольшим вылетом, индикатор упирается в середину центрирующей шейки шпинделя, а в суппорт – резцедержателя								
Пиноль задней бабки при вылете, равном 0,5 Н, в закреплённом состоянии	20 000–25 000	0,05	25 000–50 000	0,05	50 000–100 000	0,08	80 000–100 000	0,10
Примечание. H – высота центров станка, P_y – наибольшая испытательная нагрузка, j – норма жесткости, z – допустимая величина суммарного зазора								

1.1 Нормируемые параметры геометрической точности ШВП

Шарико-витовые передачи применяются в металлообрабатывающих станках и являются важной частью привода подач. Они изготавливаются с учетом конструкторской документации и ОСТ 2 Р31-5-89.

К ШВП предъявляются особые требования по сборке и контролю технических характеристик. Их проверяют на:

- радиальный зазор: происходит смещение каждой собранной гайки в радиальном направлении с усилием, превышающим массу гайки в 2 раза. В последствии концевик индикатора касается наружной поверхностью гайки.

Схема измерения радиального зазора представлена на рисунке 1, где:

1 - плита; 2 - неподвижные призмы с зажимными устройствами; 3- призма на которой закрепляется гайка передачи; 4 - чашка в которую устанавливается груз; 5 - индикатор.

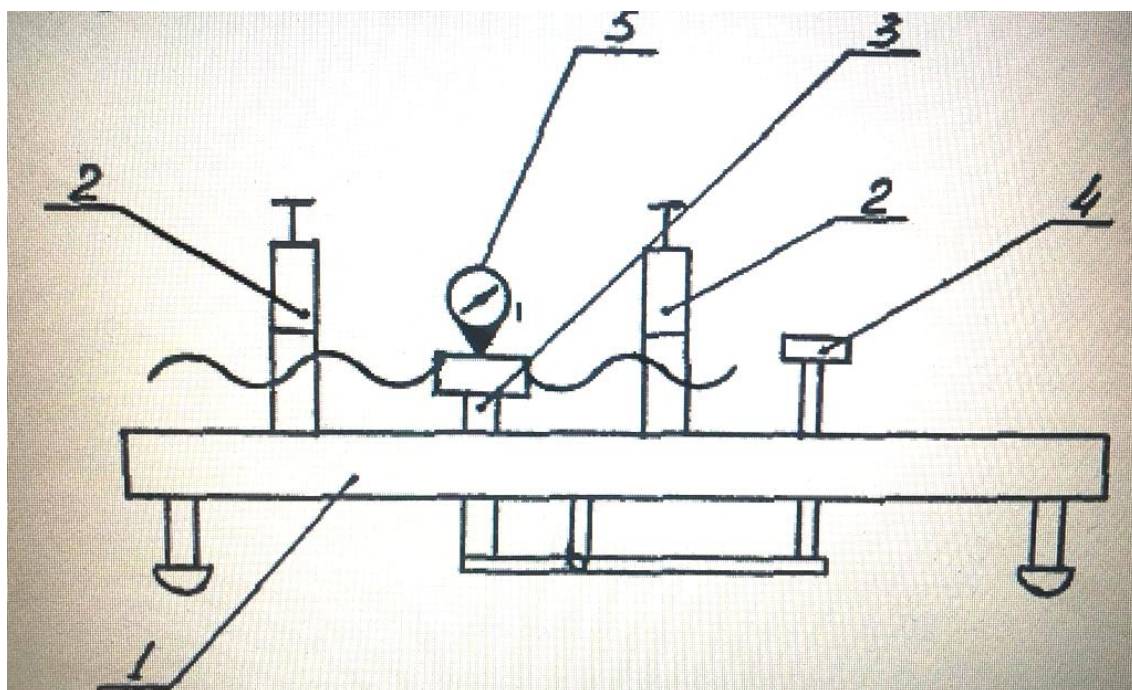


Рисунок 1 – Схема измерения радиального зазора ШВП.

Максимальный радиальный зазор для винта диаметром $d=63$ мм., равен 0,165 мм., минимальный радиальный зазор равен 0,115 мм.

- осевую жесткость: гаечная группа остается неподвижной, на винте крепится 3 индикатора расположенные друг от друга на 120° . К винту прикладывается осевая сила и в дальнейшем измеряется его смещении относительно гаечной группы. Схема измерения радиального зазора представлена на рисунке 2, где 1 – динамометр; 3 – винт; 4 – приспособление с помощью которого удерживается корпус гайки; 5 – рычаг с помощью которого удерживают винт от поворота.

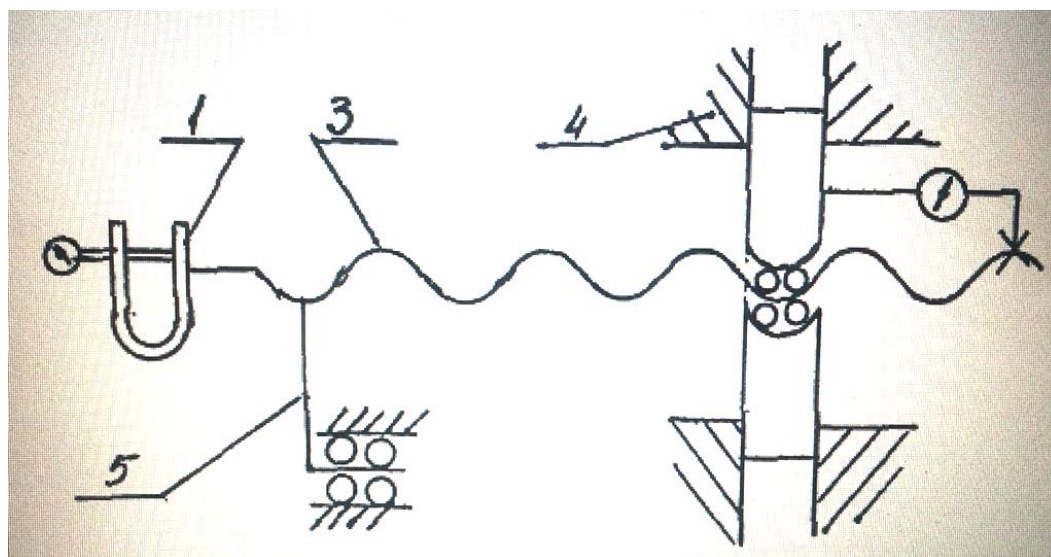


Рисунок 2 – Схема измерения жесткости ШВП.

- кинематическую точность: разность между действительным и номинальным осевыми перемещениями одной из сопряженных деталей винтовой пары в их относительном движении;
- нормы геометрической точности.

По точностным параметрам ШВП разделяют на позиционные и транспортные (ОСТ 2 Р31-7-88). Позиционные ШВП позволяют произвести косвенное измерение осевого перемещения в зависимости от угла поворота и хода резьбы винта. В транспортных ШВП перемещения измеряют прямым методом с помощью отдельной измерительной системы, не зависящей от угла поворота винта.

Классы кинематической и геометрической точности ШВП должны соответствовать ОСТ 2 Р3 1-4-88. Согласно этому стандарту установлены классы точности для позиционных (П) и транспортных (Т) ШВП соответственно: П1, П3, П5, П7 и Т1, Т3, Т5, Т7, Т9, Т10.

Кинематическую точность ШВП характеризуют кинематической погрешностью винтовой пары - разностью между действительным и номинальным осевыми перемещениями одной из сопряженных деталей винтовой пары в их относительном движении. Под наибольшей кинематической погрешностью понимают наибольшую алгебраическую

разность значений кинематической погрешности винтовой пары в пределах заданной длины осевого перемещения.

Зависимость кинематической погрешности винтовой пары от номинального осевого перемещения представлена на рис. 2. Отклонение кинематической погрешности на всей измеряемой длине $l_{и}$ резьбы не должно превышать допускаемого значения e_p .

V300p - ширина полосы колебаний кинематической погрешности в пределах 300 мм измеряемой длины резьбы;

V2πp - ширина полосы отклонения пульсаций кинематической погрешности в пределах одного оборота, т.е. в пределах хода P_h резьбы.

1.2 Параметры точности привода зубчато ременной передачи и датчика положения.

Таблица 4 – Допускаемое отклонение длин ремня.

Длина L, (мм)	Отклонения (мм)
201-608	$\pm 0,6$
668-1130	$\pm 1,1$
1177-1560	$\pm 1,8$
1570-2100	$\pm 2,8$
2198-3140	$\pm 4,3$

Точность зубчато-ременной передачи не нормируется, но её можно определить исходя из допускаемого отклонения длинны ремня по отношению к количеству ремня зубьев.

В нашем случае допускаемое отклонение длины ремня равно $\pm 1,1$ мм. Следовательно, отклонение шага ремня на зуб составляет 0,06 мм, что соответствует погрешности перемещения исполнительного органа 2,1 мкм, при диаметре зубчатого шкива 90 мм и шаге винта 10 мм.

На ходовом винте установлен датчик обратной связи (энкодер), обеспечивающий точную обработку заданного перемещения суппорта, который выдает 1000 импульсов на оборот ходового винта. При шаге

ходового винта 10 мм, точность измерения перемещения величины энкодера равно 0,01 мм.

Анализ параметров геометрической точности показал, что допустимая погрешность позиционирования рассматриваемого токарного станка составляет 0,032 мм.

Анализ кинематической точности шарико-винтовой передачи классом точности ПЗ показал, что геометрические погрешности должны не превышать:

- для поперечной подачи (винт 63x10; $l=600$ мм)- 0,014 мм;
- для продольной подачи (винт 80x10; $l=1200$ мм) - 0,019 мм.

Таким образом суммарная геометрическая точность составляет:

- по поперечной оси 0,026 мм;
- продольной оси 0,031 мм.

Жесткость суппорта токарного станка с высотой центров 300 мм, составляет не менее 20-30 кН/мм.

2 АНАЛИЗ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИВОДА

Помимо геометрических погрешностей привода подач на точность обработки оказывают влияние упругие деформации несущей системы станка, в том числе элементы приводов подач станков с числовым программным управлением.

2.1. Проектный расчет привода поперечной подач

Привод имеет систему управления замкнутого типа, высокомоментный приводной двигатель серии ПБВ связан с ходовым винтом через муфту; масса суппорта $m = 150$ кг; общая длина ходового винта $L_g = 890$ мм, свободная длина (расстояние между торцами опор) $l = 595$ мм, максимальное расстояние между гайкой и опорой винта $l_{max} = 500$ мм; твердость поверхностей контакта шариков и дорожек качения винта и гайки HRC = 60, допускаемые контактные напряжения $[\sigma_k] = 2500$ МПа; число витков работающих в гайке $i_p = 3$; скорость быстрых ходов $V_{б.х.} = 10$ м/мин; ускорение при разгоне $a = 1$ м/с². Ходовой винт установлен на двух опорах; каждая из опор представляет собой роликовый комбинированный подшипник типа 501000 .

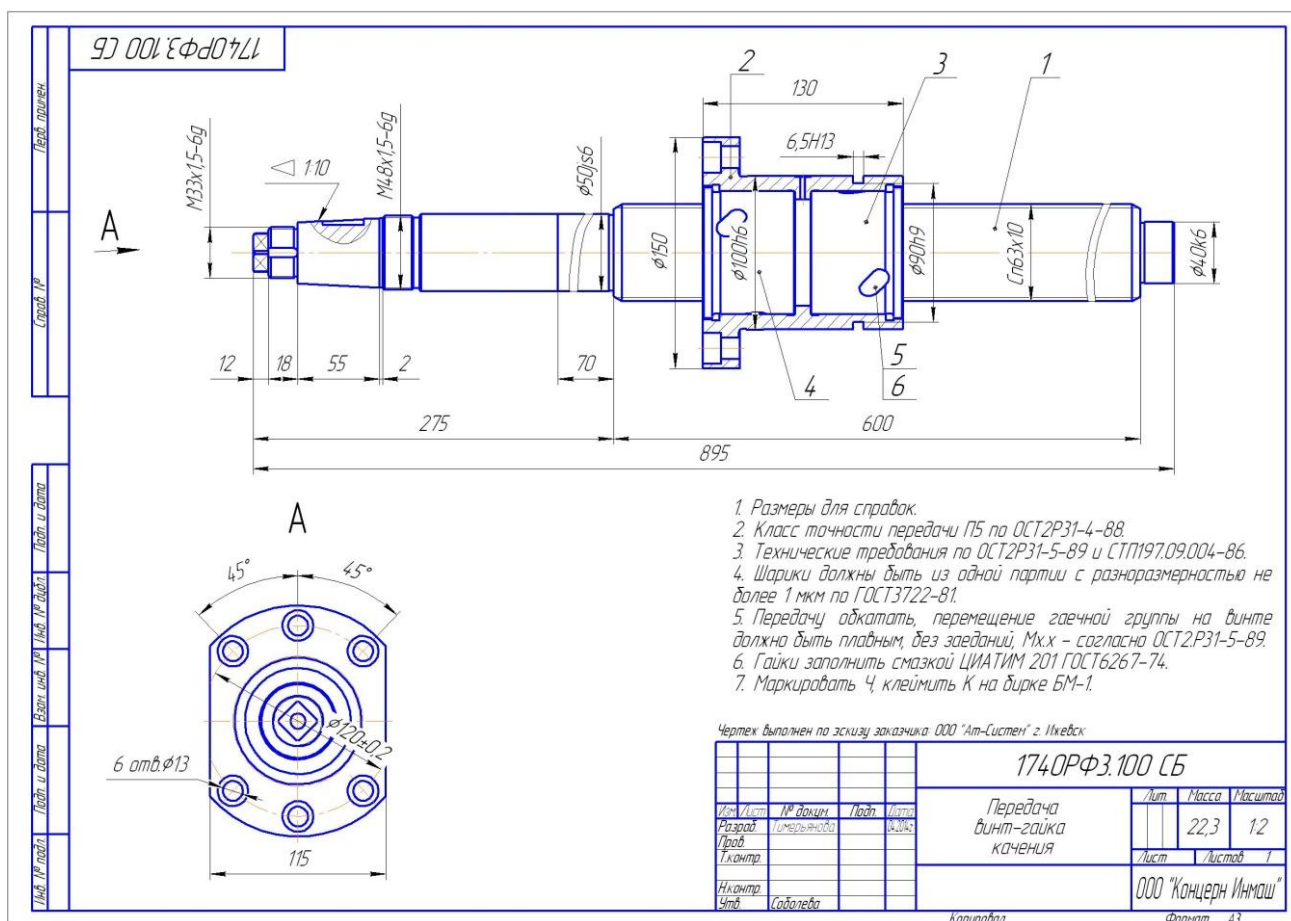


Рисунок 3 – Передача винт-гайка качения.

В качестве расчетного принят некоторый обобщенный цикл работы, включающий в себя (без учета периодов разгона и торможения) следующие этапы движения суппорта: быстрый подвод инструмента к изделию; рабочая подача (черновой режим); быстрое перемещение суппорта назад; рабочая подача (получистовой режим); быстрое перемещение суппорта назад; рабочая подача (чистовой режим); быстрый отход суппорта в исходное положение, соответствующее началу нового цикла; стоянка.

Время разгона (торможения) определено с учетом линейного закона изменения скорости суппорта на этих этапах движения: $t_p = V_{б.х.}/a$,

$$t_p = \frac{10}{60} \cdot 1 = 0,17 \text{ с.}$$

Расчет тягового усилия

Последним звеном в кинематической цепи подачи является ходовой винт (винтовая передача), преобразующий вращательное движение ходового винта в поступательное перемещение суппорта вдоль направляющих.

Определив по справочнику технолога рекомендуемые величины подач, проведя кинематический расчет, определяют пределы частот вращения реечного колеса или ходового винта. После этого определяют силовые факторы, действующие в приводе подач, вызванные динамическими процессами и силами резания.

Чтобы определить силы, действующие в тяговых устройствах приводов подач, необходимо составить схему действия всех сил с учетом трения в направляющих.

Направляющие станков выполняются в виде направляющих скольжения, качения и комбинированных. Направляющие скольжения могут быть смешанного трения, с газовой и жидкостной смазкой. Направляющие качения по виду тел качения разделены на шариковые и роликовые.

По форме поперечного сечения направляющие могут быть прямоугольными (плоскими), треугольными (призматическими), трапецевидными (типа ласточкиного хвоста) и круглыми.

Каждый из перечисленных типов направляющих имеет свои достоинства и недостатки.

Расчет направляющих трения скольжения ведут исходя из необходимой износостойкости и жесткости.

Прежде всего составляется расчетная схема действия всех сил направляющих и принимается следующая система координат ось X - вдоль направления движения, ось Y - в основной плоскости направляющих перпендикулярно направлению движения, ось Z - перпендикулярно к основной плоскости направляющих.

Начало координат (точка O) находится на середине направляющей со стороны оператора. Схема составлена для токарного станка с ЧПУ.

Ширина граней направляющих соответственно a, b, c . На гранях действуют реакции A, B, C вес суппорта G , силы резания P_Z, P_X, P_Y соответственно, усилие подачи Q , силы трения на гранях направляющих

A_f, B_f, C_f . Длина направляющих суппорта - L , расстояние между направляющими B_0 и высота центров $-h$.

В принятой системе координат по расчетной схеме составляются уравнения равновесия подвижного узла (суппорта) под действием всех сил.

Сумма сил:

$$\sum X = 0; -P_X - A_f - B_f - C_f + Q = 0$$

$$\sum Y = 0; B - P_Y = 0;$$

$$\sum Z = 0; -P_Z - G + A + C = 0.$$

Сумма моментов:

$$\sum M_X = 0; P_Y \left(H + \frac{b}{2} \right) - Gd - P_Z y_P + C B_0 = 0$$

$$\sum M_Y = 0; -P_Z x_P + P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - G x_G + Q Z_Q + A x_A + C x_C = 0;$$

$$\sum M_Z = 0; P_X y_P + B_f \left(B_0 + \frac{c}{2} \right) + C_f B_0 + Q y_Q + B x_B - P_Y x_P = 0.$$

Отсюда следует, что:

$$B = P_Y;$$

$$C = \frac{-P_Y \left(H + \frac{b}{2} \right) + Gd + P_Z Y_P}{B_0};$$

$$A = P_Z + G - \left(\frac{P_Z Y_P + Gd - P_Y \left(H + \frac{b}{2} \right)}{B_0} \right);$$

$$Q = P_X + A_f + B_f + C_f = P_X + f(A + B + C)$$

$$B = 5176,73;$$

$$C = \frac{-5176,73 \cdot (95 + 6) + 150 \cdot 80 + 10353,46 \cdot 93}{100} = 4520,2 \text{ Н};$$

$$A = 10353,46 + 150 - \left(\frac{10353,46 \cdot 93 + 150 \cdot 80 - 5176,73 \cdot (95 + 6)}{100} \right) =$$

$$= 5983,23 \text{ Н};$$

$$Q = 3106 + 0,05(5983,23 + 5176,73 + 4520,2) = 3890 \text{ Н}.$$

По реакциям на гранях можно определить величины средних давлений:

$$P_A = \frac{A}{aL};$$

$$P_B = \frac{B}{bL};$$

$$P_C = \frac{C}{cL}.$$

Известны все данные для определения средних давлений, следовательно:

$$P_A = \frac{5983,23}{22 \cdot 204} = 1,33 \text{ МПа};$$

$$P_B = \frac{5176,73}{12 \cdot 204} = 2,11 \text{ МПа};$$

$$P_C = \frac{4520,2}{22 \cdot 204} = 1,07 \text{ МПа};$$

Максимальные значения удельных давлений на направляющих определяются после нахождения координат равнодействующих нормальных реакций, т.е. X_A ; X_B ; X_C . Для этого приравнивают момент внешних сил относительно оси Y моменту от реакций в направляющих.

Отсюда следует, что:

$$M_Y = -P_Z x_P + P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) + Q z_Q - G x_G = A x_A + C x_c = A x_A + C x_c;$$

$$M_Y = 5983,23 \cdot 17 + 4520,2 \cdot 50 = 327724,9 \text{ Нмм} = 327 \text{ Нм}.$$

Кроме этого, принимаем условие, что момент M_Y распределяется между двумя направляющими пропорционально их ширине:

$$\frac{A x_A}{C x_c} = \frac{a}{c}.$$

Координаты x_A, x_B, x_C могут быть теперь найдены из двух оставшихся уравнений системы и уравнения пропорциональности распределения момента M_Y между направляющими

$$P_Z x_P - P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - Q z_Q + G x_G = A x_A + C x_C;$$

$$A x_A = C x_C \frac{a}{c}; \quad C x_C = A x_A \frac{c}{a}.$$

Теперь можно получить:

$$X_A = \frac{P_Z x_P - P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - Q z_Q + G x_G}{A \left(\frac{a}{c} + 1 \right)};$$

$$X_C = \frac{P_Z x_P - P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - Q z_Q + G x_G}{C \left(\frac{a}{c} + 1 \right)};$$

$$X_B = \frac{P_Y x_P - Q y_Q - C_f B_0 - B_f \left(B_0 - \frac{c}{2} \right) - P_X y_P}{B}.$$

Так как значения известны:

$$X_A = \frac{10353,46 \cdot 60 - 3106 \cdot (95 + 6) - 3890 \cdot 12 + 150 \cdot 25}{5983,23 \left(\frac{4520,2}{5983,23} + 1 \right)} = 25,18 \text{ мм};$$

$$X_C = \frac{10353,46 \cdot 60 - 3106 \cdot (95 + 6) - 3890 \cdot 12 + 150 \cdot 25}{4520,2 \left(\frac{4520,2}{5983,23} + 1 \right)} = 33,3 \text{ мм};$$

$$X_B =$$

$$= \frac{10353,46 \cdot 60 - 3890 \cdot 45 - 4520,2 \cdot 0,05 \cdot 100 - 5176,73 \cdot 0,05 \left(100 - \frac{4200}{2} \right) - 2888}{100}$$

$$= -97 \text{ мм}.$$

Определим диаметр винта согласно рекомендациям: длина винта назначается согласно требуемой наибольшей величине хода подвижного узла с учетом протяженности участков для размещения опор, соединительной муфты, датчиков обратной связи.

Выбор диаметра винта, величина которого существенным образом влияет на жесткость привода и его динамическое качество, обусловлено следующими соображениями.

Для успешной работы привода с точки зрения динамических показателей рекомендуется использовать выражение: $\sigma_k = 4,3 \cdot 10^2 \cdot \sqrt{\frac{N}{d_{ш}^2}}$, где N - статическая нагрузка на один шарик, Н; $d_{ш}$ - диаметр шарика, мм.

Чтобы частота собственных колебаний механической части привода примерно вдвое превышала частоту собственных колебаний двигателя.

Примем: $L_B/d_o=15$ мм., тогда

$$d_o = \frac{L_B}{15} = \frac{890}{15} = 59 \text{ мм.}$$

Таблица 5 - Основные размеры передачи по ОСТ2 Р3-1-80 (мм)

d_o	t_B	$d_{ш}$	$L_{Bне}$ более	$L_{Pне}$ более	$L_{Kне}$ более	$d_{1не}$ более	(Н)
20	5	3,0	500	400		16,7	4600
25	5	3,0	710	630	80	21,7	8900
32	6	3,5	1000	800	90	28,2	12000
40	10	6,0	1200	1000	130	33,7	30400
50	12	7,0	1500	1250	150	42,7	34500
63	10	6,0	2500	2200	135	56,7	38300
80	20	10,0	4000	3600	240	69,7	84300
100	20	10,0	5000	4500	240	89,7	93100

Уточним полученное значение в соответствии со стандартом

(таблица 1) и назначим $d_o = 63$ мм (шаг $t_g=10$ мм), наибольшая допустимая длина 2500 мм). По номограмме найдем суммарную жесткость j_ϵ . Необходимые для использования номограммы значения диаметров d_n опорных шеек винта и расстояние l_2 между серединами опор примем

равными: $d_n = 0,8 \cdot d_0 = 50$ мм, $l_2 = L_6 - 2d_0 = 890 - 2 \cdot 63 = 764$ мм; в качестве опор примем подшипники легкой серии 4-504710. Согласно расчету по номограмме жесткость будет равна $j_\varepsilon = 35$ даН/мкм. Определив минимально допустимое значение жесткости обеспечивающее удовлетворительные динамические показатели работы по формуле:

$$j_{\varepsilon_{min}} = \frac{4\pi^2 f_0 m}{10^7},$$

где f_0 - собственная частота механической системы, Гц; m - масса перемещаемого узла.

$$j_{\varepsilon_{min}} = \frac{4 \cdot 3,14^2 150^2 150}{10^7} = 13,3 \frac{\text{даН}}{\text{мкм}}.$$

Сравним с ним полученную величину

Требуемое условие $j_\varepsilon \geq j_{\varepsilon_{min}}$ выполняется. Далее проведем проверочные расчеты: винта на продольную устойчивость и виброустойчивость и передачи винт-гайка на статическую прочность и долговечность. Затем выберем электродвигатель.

Расчет ходового винта на продольную устойчивость и виброустойчивость

Определим величину критической продольной нагрузки, для чего прежде найдем значения параметров, входящих в формулу: $I_0 = 0,05 \cdot d_{BH}^4 = 0,05 \cdot (63 - 6) = 5,3 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$; $\mu = 0,5$ (оба конца винта жестко защемлены); $l=595$ мм (за дано) $K=3$

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_0}{(\mu l)^2 K},$$

$$P_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 5,3 \cdot 10^5}{(0,5 \cdot 595)^2 3} = 39 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Наибольшая величина действующего на винт осевого усилия F_{max} имеет место при черновом режиме работы; F_{max} является в этом случае суммой осевой составляющей силы резания F_p и силы трения $F_{т.н.}$ в направляющих:

$$F_{max} = P_x + F_{т.н.};$$

$$F_{max} = 3106 + 784 = 3890 \text{ Н.}$$

Размеры винта обеспечивают требуемый запас по продольной устойчивости, т.к. требуемое неравенство $F_{max} \leq P_{кр}$ выполняется. Нахождение критической частоты вращения представляет определенные трудности, т.к. отсутствуют сведения о значении коэффициента K_b для случая монтажа. Однако очевидно, что частота собственных колебаний винта, смонтированного на двух опорах в условиях его растяжения, будет выше, чем для случая монтажа с дополнительной радиальной опорой коэффициент $K_b=2,47$). Поэтому если вычисленное значение (обозначим его $n'_{кр}$) будет превышать максимальную частоту вращения $n_{вmax}$ ходового винта, следует считать, что резонанса не возникнет.

При невыполнении такого условия необходимо найти точное значение частоты собственных колебаний винта. Определим для нашего случая $n'_{кр}$ по при известных нам значениях параметров: $d_{вн} = 57 \text{ мм}$, $l = 595 \text{ мм}$.

$$n'_{кр} = K_b \frac{30 \cdot d_{вн}}{\pi \cdot l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot g}{j}},$$

$$n'_{кр} = 2,47 \frac{30 \cdot 57}{3,14 \cdot 595^2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 9,8 \cdot 10^3}{35 \cdot 10^{-5}}} = 2843,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Максимальную частоту вращения ходовой винт имеет при движении суппорта со скоростью быстрых ходов ($V_{б.х.} = 10 \text{ м/мин}$).

Величина $n_{вmax}$ определится выражением:

$$n_{вmax} = \frac{V_{б.х.}}{t_b};$$

$$n_{\text{вmax}} = \frac{10 \cdot 1000}{10} = 1000 \text{ мин}^{-1}.$$

Опасность возникновения резонанса в нашем приводе отсутствует, т.к. максимальная частота вращения существенно меньше возможного значения $n_{\text{кр}}$.

Расчет передачи винт-гайка на статическую прочность и долговечность

Расчет на статическую прочность выполним по предельно допустимой осевой статической нагрузке $[F_{\text{ст}}]$, значение которой для принятой нами величины контактного напряжения $[\sigma_{\text{к}}]$ определится выражением:

$$[F_{\text{ст}}] = 10 \cdot Z \cdot d_{\text{ш}}^2;$$

Число рабочих шариков в гайке найдем по формуле:

$$Z = \frac{\pi d_0 2r}{d_{\text{ш}}},$$

$$Z = 100;$$

$$[F_{\text{ст}}] = 10 \cdot 100 \cdot 6^2 = 36000 \text{ Н}.$$

Максимальное значение действующей в приводе осевой статической нагрузки $F_{\text{max}} = 3890 \text{ (Н)}$ не превышает полученного выше предельно допустимого значения $[F_{\text{ст}}]$.

Для расчета на долговечность определим коэффициент долговечности K_1 по формуле:

$$K_1 = K_Q \sqrt{\frac{60 \cdot T \cdot n_{\text{ЭК}} \cdot C_i}{10^7}}.$$

Найдем неизвестные значения параметров, содержащихся в формуле: $n_{\text{ЭК}}$ и C_i .

Для прохождения эквивалентной частоты вращения винта $n_{\text{ЭК}}$, прежде определим частоты его вращения при различных режимах работы по выражению $n_{\text{в}} = V_c / t_{\text{в}}$, где V_c - скорость движения суппорта, мм/мин, $t_{\text{в}}$ - шаг ходового винта, мм. В результате получим для чернового режима:

$$n_{\text{в}} = \frac{200}{10} = 20 \text{ мин}^{-1},$$

для полуступового и ступового 16 мин⁻¹ и 9 мин⁻¹ соответственно.

Для быстрых ходов частота вращения определялась ранее:
 $n_{\text{б.х.}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Величину $n_{\text{ЭК}}$, мин⁻¹, найдем, по формуле:

$$n_{\text{ЭК}} = \sum n_i t_i / \sum t_i$$

Определим значения сумм $\sum n_i t_i$ для этапов работы привода, а также $\sum t_i$ (во избежание громоздкости записей выразим в мин).

Этапы разгона и торможения (8 этапов):

$$\sum n_i t_i = 500 \cdot \frac{0,17}{60} \cdot 8 = 11,3;$$

Этапы быстрых ходов (4 этапа):

$$\sum n_i t_i = 1000 \cdot \frac{2,04 + 5,64 + 3,84 + 8}{60} = 325;$$

Этапы рабочих подач (3 этапа):

$$\begin{aligned} \sum n_i t_i &= 20 \frac{300}{60} + 16 \frac{250}{60} + 9 \frac{660}{6} = 266; \\ \sum t_i &= \frac{0,17 \cdot 8 + 19,52 + 300 + 250 + 600}{60} = 19,5 \text{ мин.} \end{aligned}$$

Определим $n_{\text{ЭК}}$:

$$n_{\text{ЭК}} = \frac{11,3 + 325 + 266}{19,5} = 30,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Число циклов нагружения C_i за один оборот винта примем равным половине числа шариков в одном витке, т.е.

$$C_i = \frac{\pi \cdot d_0}{d_{\text{ш}} \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot 63}{6 \cdot 2} = 16,5.$$

Параметры K_Q и T имеют заданные значения: коэффициент переменности нагрузки $K_Q = 0,9$ (передача должна монтироваться с

предварительным натягом), требуемый срок службы передачи $T = 10^4$ час.

Определим коэффициент K_1 :

$$K_1 = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10^4 \cdot 30,9 \cdot 16,5}{10^7}} = 2,8.$$

Поскольку $K_1 > 1$, следует предельно допустимую осевую нагрузку $[F_{ст}]$, найденную из условий статической прочности, уменьшить в 2,8 раза и полученное новое значение $[F'_{ст}]$ сравнить, как и ранее, с максимальной осевой нагрузкой $F_{max} = 3890$ Н.

$$[F'_{ст}] = \frac{[F_{ст}]}{K_1} = \frac{3,6 \cdot 10^4}{2,8} = 12860 \text{ Н.}$$

И в этом случае требуемое условие статической прочности выполняется ($F_{max} < [F'_{ст}]$).

Таким образом, выбранные значения параметров винтовой передачи обеспечивают ее удовлетворительную работу как по критерию статической прочности, так и долговечности (усталостной прочности).

Определение требуемого диапазона частот вращения двигателя

В нашем случае необходимый диапазон частот вращения по существу был определен ранее. Двигатель должен иметь частоты вращения; при рабочих ходах $n_{p_{max}} = 20 \text{ мин}^{-1}$, $n_{p_{min}} = 9 \text{ мин}^{-1}$ при быстрых ходах $n_{б.х.} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Этим условием удовлетворяют все типы высокомоментных двигателей серии ПБВ.

Определение приведенных к валу двигателя моментов сопротивления от сил резания и сил трения

Момент M_p от сил резания P определим по формуле:

$$M_p = P_x, (P_y) \cdot \frac{t_B}{2\pi \cdot n};$$

где, $n = 0,87$.

При $P_y = 5176,73$, $M_p = \frac{5176,73 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,87} = 9,47$ Нм.

$$P_x = 0,3P_z = 0,3 \cdot 10353,46 = 3106;$$

При $P_x = 3106$, $M_p = \frac{3106 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,87} = 5,68$ Нм.

Момент $M_{т.н.}$ от сил трения в направляющих найдем по формуле:

$$M_{т.н.} = F_{т.н.} \frac{t_b}{2\pi \cdot n}.$$

При быстрых ходах ($F_{т.н.} = 784$ Н),

$$M_{т.н.} = 784 \frac{0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,87} = 1,43 \text{ Нм.}$$

Момент $M_{т.в.}$ от сил трения в винтовой передаче определим, используя приближенную формулу.

$$M_{т.в.} = 0,032 \frac{P_x, (P_y) \cdot t_b}{3 \cdot n_2}.$$

При $P_y = 5176,73$, $M_{т.в.} = 0,032 \frac{5176,73 \cdot 0,01}{3 \cdot 1} = 0,55$ Нм.

При $P_x = 3106$, $M_{т.в.} = 0,032 \frac{3106 \cdot 0,01}{3 \cdot 1} = 0,33$ Нм.

Момент $M_{т.п.}$ от сил трения в подшипниках ходового винта и уплотнениях примем, согласно рекомендациям равным:

$$M_{т.п.} = 4 \text{ Нм.}$$

Расчёт зубчато-ремённой передачи

Расчёт зубчато-ремённой передачи сводится к определению минимальной ширины ремня, удовлетворяющей предъявляемым требованиям к условиям передачи мощности и её величине.

Предварительный выбор типа ремня

Выбор геометрии рабочей части зубьев и модуля (шага резьбы) осуществляется на основании исходных данных о передаваемой мощности P_1 и частоте вращения ведущего вала n_0 на основании диаграмм

Геометрический расчёт передачи

Геометрический расчёт зубчато-ремённой передачи отражает взаимосвязь основных геометрических параметров: диаметров ведущего и ведомого шкивов d_1 и d_2 ; межосевого расстояния a_w и длины ремня L_p .

Чаще при заданных d_1, d_2 и a_w необходимо найти требуемую L_p , откорректировать полученное значение до ближайшей стандартной величины и установить окончательное значение a_w . Возможна и обратная задача при заданных d_1, d_2 и L_p найти значение a_w .

Определение длины ремня:

$$L_p = 0,5d_1(\pi - \gamma) + 0,5d_2(\pi + \gamma) + X,$$

где:

$$X = \sqrt{a_w^2 - (d_2 - d_1)^2} = 2a_w \cos \frac{\gamma}{2};$$

$$\frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{\frac{(d_2 - d_1)}{2}}{a_w}.$$

Для практических инженерных расчётов зубчато-ремённых передач рекомендуется таблично – диаграммный способ подбора чисел зубьев ведущего и ведомого шкивов z_1 и z_2 , числа зубьев ремня (длины ремня) $z_p(L_p)$ при заданном a_w .

В качестве z_1 принимается минимально допустимое количество зубьев, соответствующее заданным условиям эксплуатации передачи (таблица 1).

Числа зубьев ведомого шкива:

$$z_2 = z_1 u,$$

$$z_2 = 18 \cdot 1 = 18.$$

Полученное значение округляется в ближайшую сторону до целого числа.

Фактическое передаточное число передачи:

$$u_\phi = z_2 / z_1,$$

$$u_\phi = 18 / 18 = 1.$$

Диаметры шкивов:

$$d_1 = z_1 m; d_2 = z_2 m;$$

$$d_1 = 18 \cdot 5 = 90 \text{ мм};$$

$$d_2 = 18 \cdot 5 = 90 \text{ мм}.$$

Следовательно:

$$\frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{\frac{(90-90)}{2}}{257,7} = \arcsin 0 = 0;$$

$$X = \sqrt{257,7^2 - (90 - 90)^2} = 2 \cdot 257 \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = 515,4 \text{ мм};$$

$$L_p = 0,5 \cdot 90(3,14 - 0) + 0,5 \cdot 90(3,14 + 0) + 515,4 = 798 \text{ мм}.$$

Минимальное межосевое расстояние:

$$a'_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p, (a' \geq a'_{min}),$$

где $H_p = 9 \text{ мм}$.

$$a'_{min} = 0,55(90 + 90) + 9 = 108 \text{ мм}.$$

Число зубьев ремня:

при $z = z_1 = z_2$

$$z_p = \frac{2a'}{t_p} + z,$$

$$z_p = \frac{2 \cdot 108}{15,71} + 18 = 31,74.$$

Принимаем $z_p = 48$.

Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p , мм:

при $z = z_1 = z_2$

$$a = \frac{(z_p - z) \cdot t_p}{2},$$

$$a = \frac{(48 - 18) \cdot 15,71}{2} = 235,65 \text{ мм}.$$

Угол обхвата ремнём ведущего шкива, градус:

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a},$$

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - \frac{57^\circ (90 - 90)}{235,65} = 180 \text{ град}.$$

Число зубьев на дуге обхвата ведущего шкива (число зубьев в зацеплении), шт.:

$$z_{01} = \frac{z_1 \alpha_1^\circ}{360^\circ},$$

$$(z_{01} = 3 \dots 15)_{\text{шт}},$$

$$z_{01} = \frac{18 \cdot 180}{360^\circ} = 9 \text{ шт.}$$

Ширина ремня, мм:

$$B_p = \frac{P_1 k_t}{P_t z_{01}},$$

где $k_t = k_1 + k_2 + k_3$ – суммарный эксплуатационный коэффициент, зависящий от:

k_1 - типа двигателя (см. таблицу 2);

k_2 - типа рабочей машины (см. таблицу 3);

k_3 - передаточного отношения (при $u \geq 1$ $k_3 = 0$);

P_t - мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1мм в стандартном режиме, кВт/мм;

$$k_t = 0,25 + 1,6 + 0 = 1,85;$$

$$B_p = \frac{10 \cdot 1,85}{0,1 \cdot 9} = 20,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $B_p = 25$ мм.

Учёт количества зубьев на дуге обхвата при $z_0 \leq 6$ производится следующим образом: если z_{01} принимает значения 6,5,4,3,2, то величина B_p умножается на 1,0; 1,25; 1,66; 2,5; и 5,0 соответственно.

Полученная величина B_p округляется в большую сторону до ближайшего стандартного значения.

Сила, нагружающая вал передачи, Н:

$$F = (1,1 \dots 1,15) F_t,$$

где F_t - окружное усилие, Н.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1},$$

где T_1 – максимальный крутящий момент.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 130}{90} = 2889 \text{ Н,}$$

$$F = (1,1 \dots 1,15) \cdot 2889 = 3178 \dots 3322,35 \text{ Н.}$$

Проверочный расчёт прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига

Напряжение сдвига в зубьях ремня:

$$\tau = \frac{F_t k_2}{z_{01} s_1 B_p k} \leq \frac{[\tau]}{k_p},$$

где k_2 – коэффициент динамической нагрузки;

s_1 – ширина площадки сдвига зуба ремня: $s_1 = 0,8\text{m}$;

k – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива: $k = 2,65$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига: $[\tau] = 0,8\sigma_\sigma$;

σ_σ – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания:

$\sigma_\sigma = 7 \dots 10 \text{ МПа}$,

$$[\tau] = 0,8 \cdot 7 = 5,6 \text{ МПа};$$

k_p – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_t k_c k_H^{20} \sqrt{N_u},$$

где k_t – коэффициент, учитывающий снижение прочностных характеристик ремня из-за его нагрева в процессе работы:

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1,$$

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{1000}{10^3}} = 1;$$

k_c – коэффициент, учитывающий сменность работы передачи: $k_c = 1$ – односменная работа, $k_c = 1,07$ – двухсменная работа, $k_c = 1,15$ – трёхсменная работа;

k_H – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика: $k_H = 1$ – при отсутствии натяжного ролика, $k_H = 1,1$ – при наличии одного натяжного ролика, $k_H = 1$ при наличии двух натяжных роликов;

N_u – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

$$N_u = \frac{60 z_1 L_h n_1}{z_p},$$

где L_h – требуемый ресурс передачи:

$$L_h = L_2 k_{\text{год}} 24 k_{\text{сут}},$$

где L_2 – срок службы передачи, годы; $K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в течение года; $K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования передачи в течение суток;

$$L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,4 = 10512 \text{ ч};$$

$$N_u = \frac{60 \cdot 18 \cdot 10512 \cdot 1000}{48} = 236520000;$$

$$k_p = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[20]{236520000} = 2,62.$$

Следовательно,

$$\tau = \frac{2889 \cdot 1,6}{9 \cdot 4 \cdot 25 \cdot 2,65} \leq \frac{5,6}{2,62},$$

$$\tau = 1,93 < 2,13 \text{ МПа.}$$

Зубчато-ремённая передача продольной подачи, будет отличаться следующими значениями:

Сила, нагружающая вал передачи, Н:

$$F = (1,1 \dots 1,15) F_t,$$

где F_t – окружное усилие, Н.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1},$$

где T_1 – максимальный крутящий момент.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 100}{90} = 2222,2 \text{ Н},$$

$$F = (1,1 \dots 1,15) \cdot 2222,2 = (2444,42 \dots 2555,53) \text{ Н}.$$

Проверочный расчёт прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига

Напряжение сдвига в зубьях ремня:

$$\tau = \frac{F_t k_2}{z_{01} s_1 B_p k} \leq \frac{[\tau]}{k_p},$$

где k_2 – коэффициент динамической нагрузки;

s_1 – ширина площадки сдвига зуба ремня: $s_1 = 0,8 \text{ м}$;

k – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива: $k = 2,65$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига: $[\tau] = 0,8\sigma_{\sigma}$;

σ_{σ} – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания:

$$\sigma_{\sigma} = 7 \dots 10 \text{ МПа},$$

$$[\tau] = 0,8 \cdot 7 = 5,6 \text{ МПа};$$

k_p – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_t k_c k_H {}^{20}\sqrt{N_u},$$

где k_t – коэффициент, учитывающий снижение прочностных характеристик ремня из-за его нагрева в процессе работы:

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1,$$

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{1000}{10^3}} = 1;$$

k_c – коэффициент, учитывающий сменность работы передачи: $k_c = 1$ – односменная работа, $k_c = 1,07$ – двухсменная работа, $k_c = 1,15$ – трёхсменная работа;

k_H – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика: $k_H = 1$ – при отсутствии натяжного ролика, $k_H = 1,1$ – при наличии одного натяжного ролика, $k_H = 1$ при наличии двух натяжных роликов;

N_u – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

$$N_u = \frac{60z_1L_hn_1}{z_p},$$

где L_h – требуемый ресурс передачи:

$$L_h = L365k_{\text{год}}24k_{\text{сут}},$$

где $L_{\text{г}}$ – срок службы передачи, годы; $K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в течение года; $K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования передачи в течение суток;

$$L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,4 = 10512 \text{ ч};$$

$$N_u = \frac{60 \cdot 18 \cdot 10512 \cdot 1000}{48} = 236520000;$$

$$k_p = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot {}^{20}\sqrt{236520000} = 2,62.$$

Следовательно,

$$\tau = \frac{2222,2 \cdot 1,6}{9 \cdot 4 \cdot 25 \cdot 2,65} \leq \frac{5,6}{2,62},$$
$$\tau = 1,5 < 2,13 \text{ МПа.}$$

2.2 Анализ жесткости привода поперечной подачи

Для определения динамических характеристик привода прежде всего составляют расчетную схему, учитывающую моменты инерции вращающихся элементов привода и податливости связей между ними по цепи передачи от электродвигателя к шпинделю. Привод в этом случае рассматривается как система с сосредоточенными параметрами.

В приводах главного движения станков для обработки круговых поверхностей элементы привода предоставляют собой тела вращения. Для определения моментов инерции вращающихся деталей их приводят к деталям простой формы, моменты инерции которых определяются по классическим формулам. Для тел вращения простой формы, момент инерции:

$$I = \frac{\rho}{g} \times l d^4,$$

где I - момент инерции вращающегося тела, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ρ - удельный вес материала детали, Н/м^3 ; g - ускорение свободного падения;

$$I_{\partial\partial} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,098 = 7,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При определении моментов роторов электродвигателей, муфт и т.д. необходимо использовать соответствующие каталоги, рассчитывая момент инерции по маховому моменту GD^2 :

$$I = 0,25 \cdot G \cdot D^2,$$

$$I = 0,25 \cdot 120 \cdot 0,187^2 = 1,049 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Податливость упругих втулочно-пальцевых муфт определяется по эмпирической зависимости

$$em = \frac{K \cdot 10^{-5}}{K_{дин} \sqrt{H^3} d_{max}^3},$$

где $K_{дин}$ - динамический коэффициент, зависящий от свойств резины и амплитуды колебаний, среднее значение $K_{дин} = 2 \dots 2,5$; H - твердость резины по Шору, $H = 7,4 \text{ HRD}$; d_{max} - наибольший диаметр соединенных валов, м.

Расчет линейной жесткости привода подач

Податливость винта прямо пропорциональна х-длине растягиваемого участка ($x_{min} = 65 \text{ мм}$; $x_{max} = 530 \text{ мм}$); E - модуль упругости; S - площадь сечения винта [2].

$$c_2 = \frac{x_{min}}{ES};$$

$$c_2 = \frac{x_{min}}{ES} = \frac{65}{2 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot 3,14 \cdot 28,35^2 \text{ мм}} = \frac{65}{504\,737,73 \cdot 10^5} \\ = 0,13 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н};$$

$$j_2 = \frac{1}{c_2} = \frac{1}{0,13 \cdot 10^{-8}} = 7,69 \cdot 10^8 \text{ Н/мм}$$

$$c_2 = \frac{x_{max}}{ES} = \frac{530}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 28,35^2 \text{ мм}} = \frac{530}{504\,737,73 \cdot 10^5} = 0,1 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н};$$

$$j_2 = \frac{1}{c_2} = \frac{1}{0,1 \cdot 10^{-7}} = 10 \cdot 10^7 \text{ Н/мм} = 100 \text{ кН/мкм};$$

Касательная жесткость стыков кронштейн гайки корпус, определяется по формуле:

$$j_5 = c_\tau \frac{T}{S},$$

где: c_τ — коэффициент контактной касательной податливости; T - касательная сила, Н; S - площадь стыка, см^2 .

$$j_5 = c_\tau \frac{T}{S} = 0,1 \frac{3000}{18\,720} = 160 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}} = 0,16 \text{ кН/мкм};$$

Расчет жесткости стыка в прямом направлении кронштейн-суппорт производится по формуле [1]:

$$j_4 = c m p_0^{m-1} p,$$

где: c - коэффициент контактной податливости; m - показатель степени ($m=0,5$ для поверхностей, обработанных чистовыми методами); p_0 - первоначальное давление в стыке; p - текущее давление в стыке.

$$p_0 = \frac{21000 \cdot 6}{6618} = 190,3 \text{ кг/см}^2;$$

$$p = \frac{21000 \cdot 6 + 12100}{6618} = 208,6 \text{ кг/см}^2;$$

$$j_4 = c m p_0^{m-1} p = 0,2 \cdot 0,5 \cdot 190,3^{-0,5} \cdot 208,6 = 1,5 \text{ кН/мкм};$$

Расчет жесткости в обратном направлении данного стыка, проводится по той же формуле, но с учетом того, что расчетная площадь между шестью головками болтов и гаек.

$$p_0 = \frac{21000 \cdot 6}{121,74} = 10\,035 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$p = \frac{21000 \cdot 6 - 12100}{121,74} = 9\,356 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$j_4 = c m p_0^{m-1} p = 0,2 \cdot 0,5 \cdot 10\,035^{-0,5} \cdot 9\,356 = 8,4 \text{ кН/мкм};$$

Податливость крепежных винтов М12 винта прямо пропорциональна x -длине растягиваемого участка ($x = 12$ мм); E - модуль упругости; S - площадь сечения винта.

$$c_2 = \frac{x}{ES} = \frac{1}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 6^2} = \frac{12}{226,08 \cdot 10^5} = 0,05 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н};$$

$$j_2 = \frac{1}{c_2} \text{ кН/мкм};$$

$$j_2 = \frac{1}{0,05 \cdot 10^{-5}} = 2 \text{ кН/мкм};$$

Жесткость опор винта рассчитывается по формуле [1]:

$$j_{\pi} = e_0 d_0,$$

где для роликово-упорных подшипников: $e_0 = 30$; $d_0 = 50$ (мм).

$$j_{\pi} = 30 \cdot 50 = 1500 \frac{\text{кН}}{\text{см}} \approx 1,5 \text{ кН/мкм};$$

Жесткость шарикового винтового механизма определяется по ОСТ2Р31-5-89:

$$j_3 = 1260 \text{ Н/мкм} = 1,26 \text{ кН/мкм}$$

Определяем суммарную жесткость привода:

$$\frac{1}{j \Sigma} = \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} + \frac{1}{j_4} + \frac{1}{j_4} + \frac{1}{j_5};$$

$$\frac{1}{j \Sigma} = \frac{1}{1,5} + \frac{1}{100,77} + \frac{1}{1,26} + \frac{1}{1,5} + \frac{1}{8,4} + \frac{1}{0,16} = 0,05 \text{ кН/мкм}.$$

Расчет круговой жесткости привода подач

$$I_{шк1} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,04 \cdot 0,145^4 = 0,0000014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{шк2} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,04 \cdot 0,145^4 = 0,0000014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала_{max}} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,135 \cdot 0,064^4 = 0,00043$$

$$I_{вала_1} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,012 \cdot 0,026^4 = 0,00000042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала_2} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,038 \cdot 0,028^4 = 0,0000018 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала_3} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,098 \cdot 0,055^4 = 0,000069 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала_4} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,135 \cdot 0,064^4 = 0,00016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{винта1} = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,89 \cdot 0,063^4 = 0,0011 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{винта2} = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,08 \cdot 0,055^4 = 0,00005 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{винта3} = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,123 \cdot 0,063^4 = 0,00015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{общ} = (I_{в1} + I_{в2}) - I_{в3} = (0,0011 + 0,00005) - 0,00015 = 0,0001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$e_{\kappa\mu} = \frac{4K_1}{D_{cp}^2 \cdot K_2 \cdot Z \cdot b \cdot h} = \frac{4 \cdot 2,25 \cdot 10^{-5}}{0,045^2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,009 \cdot 0,021} = \frac{9 \cdot 10^{-12}}{0,00000015} = 0,0000006 \text{ рад/Нм},$$

где D - средний диаметр муфты(шлицев), м; Z - число кулачков (шлицев); b, h - длина и высота кулачка (шлица), м; K_2 - коэффициент, учитывающий фактическое количество элементов, передающих крутящих моментов (0,3...0,5); K_1 - коэффициент контактной податливости, принимается (0,3...0,4) $\cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}$ - для кулачков, $1,25 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}$ - для призматических шпонок, $2,25 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}$ - для сегментной шпонки, $1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}$ - для шлиц.

Приведенная крутильная податливость ременной передачи может быть определена по формуле:

$$e_{pm} = \frac{l_{\text{эф}}}{\alpha \cdot R^2 \cdot E \cdot F},$$

где R - радиус шкива, к которому приводится крутильная податливость всей передачи, м; $l_{\text{эф}}$ - расчетная длина ветви между шкивами, м; F - площадь сечения ремня, м^2 ; E -модуль упругости ремня, МПа; α - коэффициент, учитывающий условия работы передач

$$e_{pm} = \frac{1,4}{1 \cdot 0,04^2 \cdot 0,02 \cdot 250 \cdot 10^6} = \frac{109\,375}{10^6} = 0,109 \text{ рад/Нм}.$$

Крутильная податливость ременной передачи определяется по формуле [4]:

$$e_{pm} = \frac{l_{\text{эф}}}{\alpha \cdot R^2 \cdot E \cdot F},$$

где: $l_{\text{эф}}$ - расчетная длина ветви между шкивами, м; α - коэффициент, учитывающий условия работы передачи; R - радиус шкива, м; E - модуль упругости ремня, МПа; F - площадь сечения ремня, м^2 .

$$e_{pm} = \frac{l_{\text{эф}}}{\alpha \cdot R^2 \cdot E \cdot F} = \frac{1,4}{1 \cdot 0,04^2 \cdot 0,02 \cdot 10000 \cdot 10^6} = \frac{109\,375}{10^6} = 0,027 \text{ рад/Нм}.$$

Крутильная податливость винта в крайних положениях суппорта определяется по формуле [4]:

$$e_k = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l_{min}}{D^4} \text{ рад/Нм};$$

$$e_k = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l_{max}}{D^4} \text{ рад/Нм},$$

где: D - внешний диаметр подшипника, м; G - модуль упругости второго рода, МПа; l - длина вала, м.

$$e_k = \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^5} \cdot \frac{259}{63^4} = \frac{8 \ 288}{2,49 \cdot 10^{14}} = 3,32 \cdot 10^{-11} \text{ рад/Нм};$$

$$e_k = \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^5} \cdot \frac{789}{63^4} = \frac{25 \ 248}{2,49 \cdot 10^{14}} = 1,01 \cdot 10^{-11} \text{ рад/Нм}.$$

Таблица 6 - Результат расчетов жесткости элементов привода поперечной подачи

Линейная жесткость элементов привода кН/мкм					
Передняя опора	Винт, j_2	Гайка, j_3	Стык корпус гайки-кронштейн, j_5	Стык кронштейн-суппорт прямое направление, j_4	Стык кронштейн-суппорт обратное направление, j_4
1,5	100,77	1,26	0,016	1,5	8,4
Круговая податливость привода, рад/Н·м					
Соединение электродвигатель-шкив, e_t	Соединение шкив-винт, e_t	Ременная передача	Винт e_k	Приведенная круговая податливость	
$0,8 \cdot 10^{-5}$	$0,06 \cdot 10^{-5}$	0,109	$(1 \dots 3,3) \cdot 10^{-11}$	0,109	
Линейная жесткость вызванная круговой кН/мкм					
9,1	117	0,006	$(2,12...10) \cdot 10^{11}$	0,006	

Расчет соединения электродвигателя - шкив рассчитывается по формуле [4]:

$$em = \frac{K \cdot 10^{-5}}{K_{\text{дин}} \sqrt{n^3} d_{\text{max}}^3},$$

где: $K = 2$; $K_{\text{дин}}$ - динамический коэффициент, зависящий от свойств резины и амплитуды колебаний, среднее значение ($K_{\text{дин}} = 4 \dots 5$); n - твердость резины по Шору, ($n = 7$); d_{max} - наибольший диаметр соединенных валов, м.

$$em = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{4,5 \cdot \sqrt{7^3} \cdot 0,3^3} = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{2,25} = 0,000008 \text{ рад/Нм.}$$

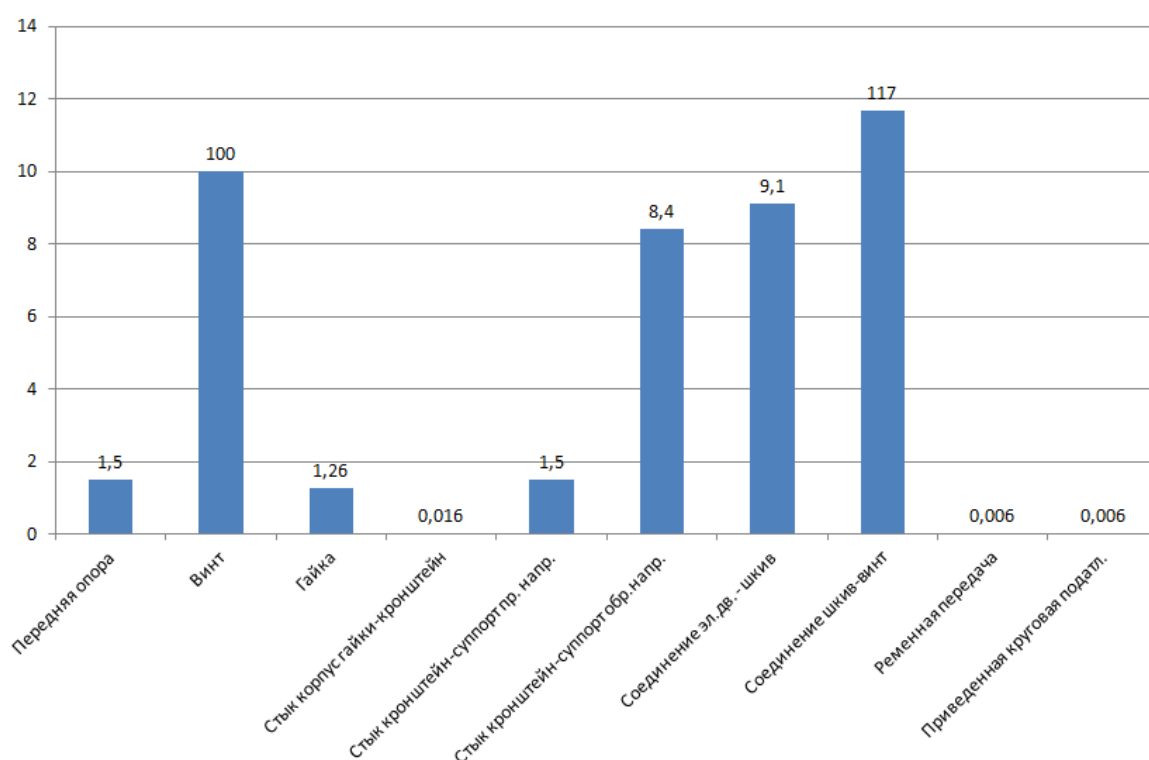


Рисунок 4 – Диаграмма жесткости элементов привода поперечной подачи.

Результаты расчетов жесткости элементов привода подач показали, что жесткость всех элементов привода находится в диапазоне от 1,5 кН/мм до 8,4 кН/мм, кроме зубчато-ременной передачи и касательного стыка кронштейна гайки и корпуса, приведенная линейная жесткость которых соответственно равна 0,006 кН/мм и 0,016 кН/мм. Жесткость шарикового

винтового механизма 50x10 определяется по ОСТ2Р31-5-89 и равна 1,26 кН/мм.

Устранение влияния недостаточной жесткости зубчато-ременной передачи обеспечивается установкой кодового датчика обратной связи на заднюю опору ходового винта. В этом случае система управления позволяет компенсировать упругие деформации в зубчато-ременной передаче.

Расчет касательной жесткости стыка кронштейн-суппорт методом конечных элементов.

Для уточнения жесткости касательного стыка необходимо проведение более точных расчет этого элемента, методом конечных элементов н.р. с использованием программного продукта SolidWorks Simulation.

Расчетная модель кронштейна гайки шарико-винтовой передачи приведена на рисунке 4.

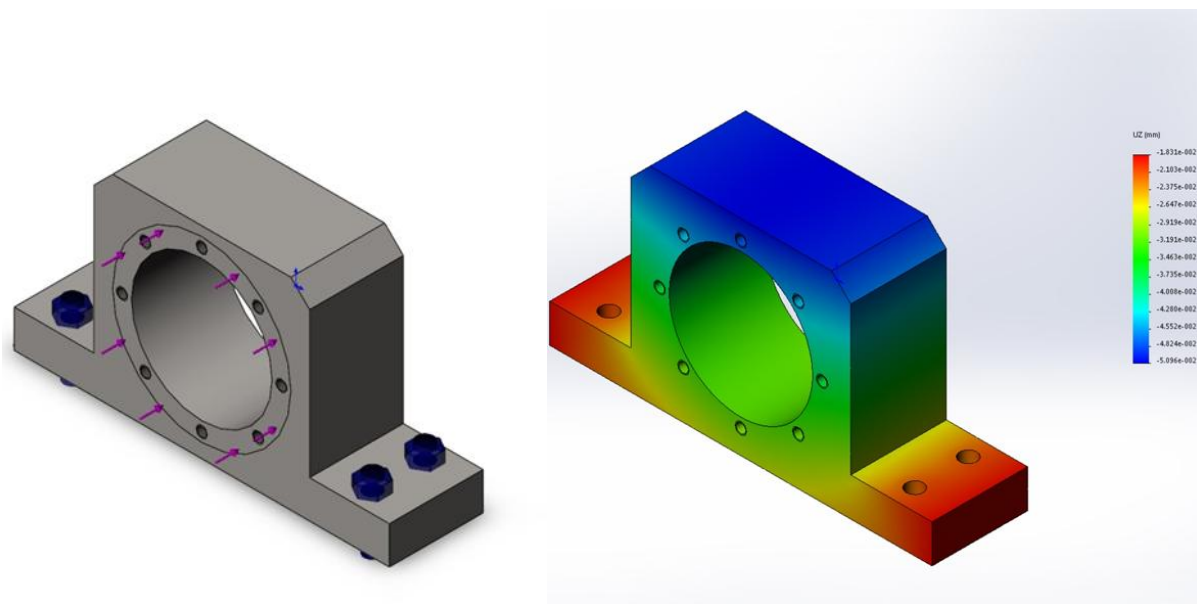


Рисунок 5 - Расчетная модель кронштейна гайки шарико-винтовой передачи (а) и эпюра перемещений (б).

Для расчета жесткости кронштейна гайки и жесткости стыка кронштейна-корпус используем закрепление с помощью инструмента «Виртуальная стенка» и «Болт основания», которые позволяют моделировать винтовое соединение и взаимодействие с сопрягаемой деталью.

Прикладываем к поверхности контактирующей с фланцем корпуса шарико-винтовой передачи максимальную силу тяги привода 11000 Н. Эпюра перемещений в осевом направлении винта приведена на рисунке 2 б. Под действием силы тяги смещение в рассматриваемом стыке составляет 22 мкм, а общее перемещение поверхности под фланец корпуса гайки шарико-винтовой передачи составляет 38 мкм. Таким образом жесткость стыка составляет 0,5 кН/мкм, а кронштейна в целом 0,28 кН/мкм. Таким образом жесткость кронштейна в 4 раза меньше жесткости шарико-винтового механизма согласно ОСТ2Р31-5-89. Таким образом в результате расчета жесткости привода подач токарного станка с ЧПУ установлено, что наиболее податливым элементом, требующим увеличения жесткости, является кронштейн гайки. Учитывая, что аналогичная конструкция часто применяется для корпусов подшипниковых узлов винта необходим их расчет методом конечных элементов и приведение в соответствие с жесткостью привода.

В данном разделе была определена жесткость всех элементов привода и построен баланс привода поперечного перемещения. Жесткость находится и в диапазоне от 1,5 до 8,4 кН/мкм, кроме зубчато-ременной передачи и касательного стыка кронштейна гайки и корпуса, приведенная линейная жесткость которых соответственно равна 0,006 кН/мкм и 0,016 кН/мкм. Жесткость шарикового винтового механизма 50x10 определяется по ОСТ2Р31-5-89 и равна 1,26 кН/мкм.

Жесткость зубчато-ременной передачи и касательного стыка кронштейна гайки и корпуса ниже минимальной жесткости равной 20 кН/мм.

2.3 Проектный расчет привода продольной подачи

Привод имеет систему управления замкнутого типа, высокомоментный приводной двигатель серии ПБВ связан с ходовым винтом через муфту; масса суппорта $m = 200$ кг; общая длина ходового винта $L_g = 1500$ мм, свободная длина (расстояние между торцами опор) $l = 1200$ мм, максимальное расстояние между гайкой и опорой винта $l_{max} = 800$ мм; твердость поверхностей контакта шариков и дорожек качения винта и гайки HRC = 60, допускаемые контактные напряжения $[\sigma_k] = 2500$ МПа; число витков работающих в гайке $i_p = 3$; скорость быстрых ходов $V_{б.х.} = 10$ м/мин; ускорение при разгоне $a = 1$ м/с².

В качестве расчетного принят некоторый обобщенный цикл работы, включающий в себя (без учета периодов разгона и торможения) следующие этапы движения суппорта: быстрый подвод инструмента к изделию; рабочая подача (черновой режим); быстрое перемещение суппорта назад ; рабочая подача (получистовой режим); быстрое перемещение суппорте назад рабочая подача (чистовой режим); быстрый отход суппорта в исходное положение, соответствующее началу нового цикла ; стоянка.

Время разгона (торможения) определено с учетом линейного закона изменения скорости суппорта на этих этапах движения: $t_p = V_{б.х.}/a$,

$$t_p = \frac{10}{60} \cdot 1 = 0,17 \text{ с.}$$

Расчет тягового усилия

Последним звеном в кинематической цепи подачи является ходовой винт (винтовая передача), преобразующий вращательное движение ходового винта в поступательное перемещение суппорта вдоль направляющих.

Определив по справочнику технолога рекомендуемые величины подач, проведя кинематический расчет, определяют пределы частот вращения реечного колеса или ходового винта. После этого определяют силовые

факторы, действующие в приводе подач, вызванные динамическими процессами и силами резания.

Чтобы определить силы, действующие в тяговых устройствах приводов подач, необходимо составить схему действия всех сил с учетом трения в направляющих.

Направляющие станков выполняются в виде направляющих скольжения, качения и комбинированных. Направляющие скольжения могут быть смешанного трения, с газовой и жидкостной смазкой. Направляющие качения по виду тел качения разделены на шариковые и роликовые.

По форме поперечного сечения направляющие могут быть прямоугольными (плоскими), треугольными (призматическими), трапецевидными (типа ласточкиного хвоста) и круглыми.

Каждый из перечисленных типов направляющих имеет свои достоинства и недостатки.

Расчет направляющих трения скольжения ведут исходя из необходимой износостойкости и жесткости.

Прежде всего составляется расчетная схема действия всех сил направляющих и принимается следующая система координат ось X - вдоль направления движения, ось Y - в основной плоскости направляющих перпендикулярно направлению движения, ось Z - перпендикулярно к основной плоскости направляющих.

Начало координат (точка O) находится на середине направляющей со стороны оператора. Схема составлена для токарного станка с ЧПУ.

Ширина граней направляющих соответственно a, b, c . На гранях действуют реакции A, B, C вес суппорта G , силы резания P_Z, P_X, P_Y соответственно, усилие подачи Q , силы трения на гранях направляющих A_f, B_f, C_f . Длина направляющих суппорта - L , расстояние между направляющими B_0 и высота центров $-h$.

В принятой системе координат по расчетной схеме составляются уравнения равновесия подвижного узла (суппорта) под действием всех сил.

Сумма сил:

$$\sum X = 0; -P_X - A_f - B_f - C_f + Q = 0$$

$$\sum Y = 0; B - P_Y = 0;$$

$$\sum Z = 0; -P_Z - G + A + C = 0.$$

Сумма моментов:

$$\sum M_X = 0; P_Y \left(H + \frac{b}{2} \right) - Gd - P_Z y_P + C B_0 = 0$$

$$\sum M_Y = 0; -P_Z x_P + P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - G x_G + Q Z_Q + A x_A + C x_C = 0;$$

$$\sum M_Z = 0; P_X y_P + B_f \left(B_0 + \frac{c}{2} \right) + C_f B_0 + Q y_Q + B x_B - P_Y x_P = 0.$$

Отсюда следует, что:

$$B = P_Y;$$

$$C = \frac{-P_Y \left(H + \frac{b}{2} \right) + Gd + P_Z y_P}{B_0};$$

$$A = P_Z + G - \left(\frac{P_Z y_P + Gd - P_Y \left(H + \frac{b}{2} \right)}{B_0} \right);$$

$$Q = P_X + A_f + B_f + C_f = P_X + f(A + B + C)$$

$$B = 5176,73;$$

$$C = \frac{-5176,73 \cdot (95 + 6) + 150 \cdot 80 + 10353,46 \cdot 93}{100} = 4520,2 \text{ Н};$$

$$A = 10353,46 + 150 - \left(\frac{10353,46 \cdot 93 + 150 \cdot 80 - 5176,73 \cdot (95 + 6)}{100} \right) = 5983,23 \text{ Н};$$

$$Q = 3106 + 0,05(5983,23 + 5176,73 + 4520,2) = 3890 \text{ Н}.$$

По реакциям на гранях можно определить величины средних давлений:

$$P_A = \frac{A}{aL};$$

$$P_B = \frac{B}{bL};$$

$$P_C = \frac{C}{cL}.$$

Известны все данные для определения средних давлений, следовательно:

$$P_A = \frac{5983,23}{22 \cdot 204} = 1,33 \text{ МПа};$$

$$P_B = \frac{5176,73}{12 \cdot 204} = 2,11 \text{ МПа};$$

$$P_C = \frac{4520,2}{22 \cdot 204} = 1,07 \text{ МПа};$$

Максимальные значения удельных давлений на направляющих определяются после нахождения координат равнодействующих нормальных реакций, т.е. X_A ; X_B ; X_C . Для этого приравнивают момент внешних сил относительно оси Y моменту от реакций в направляющих.

Отсюда следует, что:

$$M_Y = -P_Z x_P + P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) + Q z_Q - G x_G = A x_A + C x_C = A x_A + C x_C;$$

$$M_Y = 5983,23 \cdot 17 + 4520,2 \cdot 50 = 327724,9 \text{ Нмм} = 327,724 \text{ Нм}.$$

Кроме этого, принимаем условие, что момент M_Y распределяется между двумя направляющими пропорционально их ширине:

$$\frac{A x_A}{C x_C} = \frac{a}{c}.$$

Координаты x_A , x_B , x_C могут быть теперь найдены из двух оставшихся уравнений системы и уравнения пропорциональности распределения момента M_Y между направляющими:

$$P_Z x_P - P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - Q z_Q + G x_G = A x_A + C x_C;$$

$$A x_A = C x_C \frac{a}{c}; \quad C x_C = A x_A \frac{c}{a}.$$

Теперь можно получить:

$$x_A = \frac{P_Z x_P - P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - Q z_Q + G x_G}{A \left(\frac{a}{c} + 1 \right)};$$

$$x_C = \frac{P_Z x_P - P_X \left(H + \frac{b}{2} \right) - Q z_Q + G x_G}{C \left(\frac{a}{c} + 1 \right)};$$

$$x_B = \frac{P_Y x_P - Q y_Q - C_f B_0 - B_f \left(B_0 - \frac{c}{2} \right) - P_X y_P}{B}.$$

Так как значения известны:

$$X_A = \frac{10353,46 \cdot 60 - 3106 \cdot (95 + 6) - 3890 \cdot 12 + 150 \cdot 25}{5983,23 \left(\frac{4520,2}{5983,23} + 1 \right)} = 25,18 \text{ мм};$$

$$X_C = \frac{10353,46 \cdot 60 - 3106 \cdot (95 + 6) - 3890 \cdot 12 + 150 \cdot 25}{4520,2 \left(\frac{4520,2}{5983,23} + 1 \right)} = 33,3 \text{ мм};$$

$$\begin{aligned} X_B &= \frac{10353,46 \cdot 60 - 3890 \cdot 45 - 4520,2 \cdot 0,05 \cdot 100 - 5176,73 \cdot 0,05 \left(100 - \frac{4200}{2} \right) - 2888}{100} \\ &= -97 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Определение диаметра ходового винта, шага резьбы и осевой жесткости

Определим диаметр винта согласно рекомендациям: длина винта назначается согласно требуемой наибольшей величине хода подвижного узла с учетом протяженности участков для размещения опор, соединительной муфты, датчиков обратной связи.

Выбор диаметра винта, величина которого существенным образом влияет на жесткость привода и его динамическое качество, обусловлено следующими соображениями.

Для успешной работы привода с точки зрения динамических показателей рекомендуется использовать выражение : $\sigma_K = 4,3 \cdot 10^2 \cdot \sqrt{\frac{N}{d_{ш}^2}}$,

где N - статическая нагрузка на один шарик, Н; $d_{ш}$ - диаметр шарика, мм. Чтобы частота собственных колебаний механической части привода примерно вдвое превышала частоту собственных колебаний двигателя.

Примем: $L_B/d_0=18$, тогда

$$d_o = \frac{L_B}{18} = \frac{1500}{18} = 83 \text{ мм.}$$

Таблица 7 - Основные размеры передачи по ОСТ2 Р3-1-80 (мм)

d_o	t_B	$d_{ш}$	$L_{Bне}$ более	$L_{Pне}$ более	$L_{Kне}$ более	$d_{1не}$ более	(Н)
20	5	3,0	500	400		16,7	4600
25	5	3,0	710	630	80	21,7	8900
32	6	3,5	1000	800	90	28,2	12000
40	10	6,0	1200	1000	130	33,7	30400
50	12	7,0	1500	1250	150	42,7	34500
63	10	6,0	2500	2200	135	56,7	38300
80	20	10,0	4000	3600	240	69,7	84300
100	20	10,0	5000	4500	240	89,7	93100

Уточним полученное значение в соответствии со стандартом

(таблица 1) и назначим $d_o = 80$ мм (шаг $t_g=10$ мм), наибольшая допустимая длина 4000мм). По номограмме найдем суммарную жесткость j_ε . Необходимые для использования номограммы значения диаметров d_n опорных шеек винта и расстояние l_2 между серединами опор примем равными: $d_n = 0,8 \cdot d_o = 64$ мм, $l_2 = L_g - 2d_o = 1500 - 2 \cdot 80 = 1340$ мм; в качестве опор примем подшипники легкой серии 4-504710. Согласно расчету по номограмме жесткость будет равна $j_\varepsilon = 45$ даН/мкм. Определив минимально допустимое значение жесткости обеспечивающее удовлетворительные динамические показатели работы по формуле:

$$j_{\varepsilon min} = \frac{4\pi^2 f_0 m}{10^7},$$

где f_0 - собственная частота механической системы, Гц; m - масса перемещаемого узла.

$$j_{\varepsilon_{min}} = \frac{4 \cdot 3,14^2 150^2 200}{10^7} = 17,7 \text{ даН/мкм.}$$

Сравним с ним полученную величину

Требуемое условие $j_e \geq j_{\varepsilon_{min}}$ выполняется. Далее проведем проверочные расчеты: винта на продольную устойчивость и виброустойчивость и передачи винт-гайка на статическую прочность и долговечность. Затем выберем электродвигатель.

Расчет ходового винта на продольную устойчивость и виброустойчивость.

Для определения критической продольной нагрузки, используем формулу:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_0}{(\mu l)^2 K},$$

где: $I_0 = 0,05 \cdot d_{BH}^4 = 0,05 \cdot (80 - 6)^4 = 15 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$; $\mu = 0,5$ (оба конца винта жестко защемлены); $l=1200$ мм (за дано) $K=3$.

$$P_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 15 \cdot 10^5}{(0,5 \cdot 1200)^2 3} = 27,3 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Наибольшая величина Действующего на винт осевого усилия F_{max} имеет место при черновом режиме работы; F_{max} является в этом случае суммой осевой составляющей силы резания F_p и силы трения $F_{т.н.}$ в направляющих :

$$F_{max} = P_y + F_{т.н.};$$

$$F_{max} = 5176,73 + 784 = 5960,73 \text{ Н.}$$

Размеры винта обеспечивают требуемый запас по продольной устойчивости, т.к. требуемое неравенство $F_{max} \leq P_{кр}$ выполняется. Нахождение критической частоты вращения представляет определенные трудности, т.к. отсутствуют сведения о значении коэффициента K_B для случая монтажа. Однако очевидно, что частота собственных колебаний винта, смонтированного на двух опорах в условиях его растяжения, будет выше, чем для случая монтажа с дополнительной радиальной опорой

коэффициент $K_B=2,47$). Поэтому если вычисленное значение (обозначим его $n'_{кр}$) будет превышать максимальную частоту вращения $n_{вmax}$ ходового винта, следует считать, что резонанса не возникнет.

При невыполнении такого условия необходимо найти точное значение частоты собственных колебаний винта. Определим для нашего случая $n'_{кр}$ по при известных нам значениях параметров: $d_{ВН} = 74$ мм., $l = 1200$ мм.

$$n'_{кр} = K_B \frac{30 \cdot d_{ВН}}{\pi \cdot l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot g}{j}},$$

$$n'_{кр} = 2,47 \frac{30 \cdot 74}{3,14 \cdot 1200^2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 9,8 \cdot 10^3}{4,5 \cdot 10^{-5}}} = 1902 \text{ мин}^{-1}.$$

Максимальную частоту вращения ходовой винт имеет при движении суппорта со скоростью быстрых ходов ($V_{б.х.} = 10$ м/мин).

Величина $n_{вmax}$ определится выражением:

$$n_{вmax} = \frac{V_{б.х.}}{t_в};$$

$$n_{вmax} = \frac{10 \cdot 1000}{10} = 1000 \text{ мин}^{-1}.$$

Опасность возникновения резонанса в нашем приводе отсутствует, т.к. максимальная частота вращения существенно меньше возможного значения $n_{кр}$.

Расчет передачи винт-гайка на статическую прочность и долговечность

Расчет на статическую прочность выполним по предельно допустимой осевой статической нагрузке $[F_{ст}]$, значение которой для принятой нами величины контактного напряжения $[\sigma_k]$ определится выражением:

$$[F_{ст}] = 10 \cdot Z \cdot d_{ш}^2;$$

Число рабочих шариков в гайке найдем по формуле:

$$Z = \frac{\pi d_0 2r}{d_{ш}},$$

$$Z = 100;$$

$$[F_{\text{ст}}] = 10 \cdot 100 \cdot 6^2 = 36000 \text{ Н.}$$

Максимальное значение действующей в приводе осевой статической нагрузки $F_{\text{max}} = 9003 \text{ (Н)}$ не превышает полученного выше предельно допустимого значения $[F_{\text{ст}}]$.

Для расчета на долговечность определим коэффициент долговечности K_1 по формуле:

$$K_1 = K_Q \sqrt{\frac{60 \cdot T \cdot n_{\text{ЭК}} \cdot C_i}{10^7}}.$$

Найдем неизвестные значения параметров, содержащихся в формуле: $n_{\text{ЭК}}$ и C_i .

Для прохождения эквивалентной частоты вращения винта эк, прежде определим частоты его вращения при различных режимах работы по выражению $n_{\text{в}} = V_c / t_{\text{в}}$, где V_c - скорость движения суппорта, мм/мин, $t_{\text{в}}$ - шаг ходового винта, мм. В результате получим для чернового режима:

$$n_{\text{в}} = \frac{200}{10} = 20 \text{ мин}^{-1},$$

для полустачного и чистового 16 и 9 мин^{-1} соответственно. Для быстрых ходов частота вращения определялась ранее: $n_{\text{б.х.}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Величину $n_{\text{ЭК}}$, мин^{-1} , найдем, по формуле:

$$n_{\text{ЭК}} = \sum n_i t_i / \sum t_i.$$

Определим значения сумм $\sum n_i t_i$ для этапов работы привода, а также $\sum t_i$ (во избежание громоздкости записей выразим в мин).

Этапы разгона и торможения (8 этапов):

$$\sum n_i t_i = 500 \cdot \frac{0,17}{60} \cdot 8 = 11,3;$$

Этапы быстрых ходов (4 этапа):

$$\sum n_i t_i = 1000 \cdot \frac{2,04 + 5,64 + 3,84 + 8}{60} = 325;$$

Этапы рабочих подач (3 этапа):

$$\sum n_i t_i = 20 \frac{300}{60} + 16 \frac{250}{60} + 9 \frac{660}{6} = 266;$$

$$\sum t_i = \frac{0,17 \cdot 8 + 19,52 + 300 + 250 + 600}{60} = 19,5 \text{ мин.}$$

Определим $n_{ЭК}$:

$$n_{ЭК} = \frac{11,3 + 325 + 266}{19,5} = 30,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Число циклов нагружения C_i за один оборот винта примем равным половине числа шариков в одном витке, т.е.

$$C_i = \frac{\pi \cdot d_0}{d_{ш} \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot 80}{6 \cdot 2} = 20,9.$$

Параметры K_Q и T имеют заданные значения: коэффициент переменности нагрузки $K_Q = 0,9$ (передача должна монтироваться с предварительным натягом), требуемый срок службы передачи $T = 10^4$ час. Определим коэффициент K_1 :

$$K_1 = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10^4 \cdot 30,9 \cdot 20,9}{10^7}} = 3,04.$$

Поскольку $K_1 > 1$, следует предельно допустимую осевую нагрузку $[F_{ст}]$, найденную из условий статической прочности, уменьшить в 2,8 раза и полученное новое значение $[F'_{ст}]$ сравнить, как и ранее, с максимальной осевой нагрузкой $F_{max} = 9003 \text{ Н}$.

$$[F'_{ст}] = \frac{[F_{ст}]}{K_1} = \frac{3,6 \cdot 10^4}{2,8} = 12860 \text{ Н}.$$

И в этом случае требуемое условие статической прочности выполняется ($F_{max} < [F'_{ст}]$).

Таким образом, выбранные значения параметров винтовой передачи обеспечивают ее удовлетворительную работу как по критерию статической прочности, так и долговечности (усталостной прочности).

Определение требуемого диапазона частот вращения двигателя

В нашем случае необходимый диапазон частот вращения по существу был определен ранее. Двигатель должен иметь частоты вращения; при рабочих ходах $n_{pmax} = 20 \text{ мин}^{-1}$, $n_{pmin} = 9 \text{ мин}^{-1}$ при быстрых ходах $n_{б.х.} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Этим условием удовлетворяют все типы высокомоментных двигателей серии ПБВ.

Определение приведенных к валу двигателя моментов сопротивления от сил трения:

Момент M_p от сил резания P определим по формуле:

$$M_p = P_x, (P_y) \cdot \frac{t_B}{2\pi \cdot n};$$

где, $n = 0,87$.

$$\text{При } P_y = 5176,73, M_p = \frac{5176,73 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,87} = 9,47 \text{ Нм.}$$

$$P_x = 0,3P_z = 0,3 \cdot 10353,46 = 3106;$$

$$\text{При } P_x = 3106, M_p = \frac{3106 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,87} = 5,68 \text{ Нм.}$$

Момент $M_{т.н.}$ от сил трения в направляющих найдем по формуле:

$$M_{т.н.} = F_{т.н.} \cdot \frac{t_B}{2\pi \cdot n}.$$

При быстрых ходах ($F_{т.н.} = 784 \text{ Н}$),

$$M_{т.н.} = 784 \frac{0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,87} = 1,43 \text{ Нм.}$$

Момент $M_{т.в.}$ от сил трения в винтовой передаче определим, используя приближенную формулу.

$$M_{т.в.} = 0,032 \frac{P_x, (P_y) \cdot t_B}{3 \cdot n_2}.$$

$$\text{При } P_y = 5176,73, M_{т.в.} = 0,032 \frac{5176,73 \cdot 0,01}{3 \cdot 1} = 0,55 \text{ Нм.}$$

$$\text{При } P_x = 3106, M_{т.в.} = 0,032 \frac{3106 \cdot 0,01}{3 \cdot 1} = 0,33 \text{ Нм.}$$

Момент $M_{т.п.}$ от сил трения в подшипниках ходового винта и уплотнениях примем, согласно рекомендациям равным:

$$M_{т.п.} = 4 \text{ Нм.}$$

2.4 Анализ жесткости привода продольной подачи

Для определения динамических характеристик привода прежде всего составляют расчетную схему, учитывающую моменты инерции вращающихся элементов привода и податливости связей между ними по цепи передачи от электродвигателя к шпинделю. Привод в этом случае рассматривается как система с сосредоточенными параметрами.

В приводах главного движения станков для обработки круговых поверхностей элементы привода предоставляют собой тела вращения. Для определения моментов инерции вращающихся деталей их приводят к деталям простой формы, моменты инерции которых определяются по классическим формулам. Для тел вращения простой формы, момент инерции:

$$I = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \times l d^4,$$

где I - момент инерции вращающегося тела, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ρ - удельный вес материала детали, Н/м^3 ; g - ускорение свободного падения;

$$I_{\text{дв}} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,96 = 74,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При определении моментов роторов электродвигателей, муфт и т.д. необходимо использовать соответствующие каталоги, рассчитывая момент инерции по маховому моменту GD^2 :

$$I = 0,25 \cdot G \cdot D^2,$$

$$I = 0,25 \cdot 120 \cdot 0,187^2 = 1,049 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Податливость упругих втулочно-пальцевых муфт определяется по эмпирической зависимости

$$em = \frac{K \cdot 10^{-5}}{K_{\text{дин}} \sqrt{H^3} d_{\text{max}}^3},$$

где $K_{дин}$ - динамический коэффициент, зависящий от свойств резины и амплитуды колебаний, среднее значение $K_{дин} = 2 \dots 2,5$; H - твердость резины по Шору, $H = 7,4$ HRD; d_{max} - наибольший диаметр соединенных валов, м.

Расчет линейной жесткости привода подач

Податливость винта прямо пропорциональна х-длине растягиваемого участка ($x_{min} = 65$ мм; $x_{max} = 1130$ мм); E - модуль упругости; S - площадь сечения винта [2].

$$c_2 = \frac{x_{min}}{ES};$$

$$c_2 = \frac{x_{min}}{ES} = \frac{65}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 40^2} = \frac{65}{10048 \cdot 10^5} = 0,6 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н};$$

$$j_2 = \frac{1}{c_2} = \frac{1}{0,6 \cdot 10^{-7}} = 1,6 \cdot 10^7 \text{ Н/мм} = 166 \text{ кН/мкм};$$

$$c_2 = \frac{x_{max}}{ES} = \frac{1130}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 40^2} = \frac{1130}{10048 \cdot 10^5} = 0,1 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н};$$

$$j_2 = \frac{1}{c_2} = \frac{1}{0,1 \cdot 10^{-5}} = 10 \cdot 10^5 \text{ Н/мм} = 1000 \text{ кН/мкм};$$

Касательная жесткость стыков кронштейн гайки корпус, определяется по формуле:

$$j_5 = c_\tau \frac{T}{S},$$

где: c_τ — коэффициент контактной касательной податливости; T - касательная сила, Н; S - площадь стыка, см^2 .

$$j_5 = c_\tau \frac{T}{S} = 0,1 \frac{784}{19\,820} = 39 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}} = 0,039 \text{ кН/мкм};$$

Расчет жесткости стыка в прямом направлении кронштейн-суппорт производится по формуле [1]:

$$j_4 = c m p_0^{m-1} p,$$

где: c - коэффициент контактной податливости; m - показатель степени ($m=0,5$ для поверхностей, обработанных чистовыми методами); p_0 - первоначальное давление в стыке; p - текущее давление в стыке.

$$p_0 = \frac{22300 \cdot 6}{7200} = 185,8 \text{ кг/см}^2;$$

$$p = \frac{22300 \cdot 6 + 12100}{7200} = 202,6 \text{ кг/см}^2;$$

$$j_4 = \text{стр} p_0^{m-1} p = 0,2 \cdot 0,5 \cdot 185,8^{-0,5} \cdot 202,6 = 1,4 \text{ кН/мкм};$$

Расчет жесткости в обратном направлении данного стыка, проводится по той же формуле, но с учетом того, что расчетная площадь между шестью головками болтов и гаек.

$$p_0 = \frac{22300 \cdot 6}{220,54} = 6006,6 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$p = \frac{22300 \cdot 6 - 12100}{220,54} = 5551,8 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$j_4 = \text{стр} p_0^{m-1} p = 0,2 \cdot 0,5 \cdot 6006,6^{-0,5} \cdot 5551,8 = 6,7 \frac{\text{кН}}{\text{мкм}}.$$

Податливость крепежных винтов М12 винта прямо пропорциональна х-длине растягиваемого участка ($x = 12$ мм); E - модуль упругости; S - площадь сечения винта.

$$c_2 = \frac{x}{ES} = \frac{1\text{м}}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 6^2} = \frac{12}{226,08 \cdot 10^5} = 0,05 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н};$$

$$j_2 = \frac{1}{c_2} \text{ кН/мкм};$$

$$j_2 = \frac{1}{0,05 \cdot 10^{-5}} = 2 \text{ кН/мкм};$$

Жесткость опор винта рассчитывается по формуле [1]:

$$j_{\text{п}} = e_0 d_0,$$

где для роликово-упорных подшипников: $e_0 = 30$; $d_0 = 65$ (мм).

$$j_{\text{п}} = 30 \cdot 65 = 1950 \frac{\text{кН}}{\text{см}} \approx 1,95 \text{ кН/мкм};$$

Жесткость шарикового винтового механизма определяется по ОСТ2Р31-5-89:

$$j_3 = 1260 \text{ Н/мкм} = 1,26 \text{ кН/мкм}$$

Расчет круговой жесткости привода подач

$$I_{шк1} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} = 0,04 \cdot 0,145^4 = 0,098 \cdot 795,9 \cdot 0,04 \cdot 0,00000004 = 0,0000014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{шк2} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} = 0,04 \cdot 0,145^4 = 0,098 \cdot 795,9 \cdot 0,04 \cdot 0,00000004 = 0,0000014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала_{max}} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,135 \cdot 0,064^4 = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,135 \cdot 0,000016 = 0,00043 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала1} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,012 \cdot 0,026^4 = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,012 \cdot 0,00000045 = 0,00000042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала2} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,038 \cdot 0,028^4 = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,038 \cdot 0,00000061 = 0,0000018 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала3} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,098 \cdot 0,055^4 = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,098 \cdot 0,00000091 = 0,000069 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{вала4} = \frac{7800}{9,8} \cdot \frac{3,14}{32} \cdot 0,135 \cdot 0,064^4 = 78 \cdot 0,135 \cdot 0,000016 = 0,00016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{винта1} = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 1,5 \cdot 0,08^4 = 0,0048 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{винта2} = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,045 \cdot 0,05^4 = 0,000022 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{винта3} = 795,9 \cdot 0,098 \cdot 0,130 \cdot 0,08^4 = 0,00041 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{общ} = (I_{в1} + I_{в2}) - I_{в3} = (0,0048 + 0,000022) - 0,00041 = 0,0044 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$e_{км} = \frac{4K_1}{D_{ср}^2 \cdot K_2 \cdot Z \cdot b \cdot h} = \frac{4 \cdot 2,25 \cdot 10^{-5}}{0,074^2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,0012 \cdot 0,021} = \frac{9 \cdot 10^{-12}}{0,00000055} = 0,0000016 \text{ рад/Нм},$$

где D - средний диаметр муфты(шлицев), м; Z - число кулачков (шлицев); b, h - длина и высота кулачка (шлица), м; K_2 - коэффициент, учитывающий фактическое количество элементов, передающих крутящих моментов (0,3...0,5); K_1 - коэффициент контактной податливости, принимается (0,3...0,4) · 10⁻¹² м³/Н - для кулачков, 1,25 · 10⁻¹² м³/Н - для призматических шпонок, 2,25 · 10⁻¹² м³/Н - для сегментной шпонки, 1 · 10⁻¹² м³/Н - для шлиц.

Приведенная крутильная податливость ременной передачи может быть определена по формуле:

$$e_{pm} = \frac{l_{\text{эф}}}{\alpha \cdot R^2 \cdot E \cdot F},$$

где R - радиус шкива, к которому приводится крутильная податливость всей передачи, м; $l_{\text{эф}}$ - расчетная длина ветви между шкивами, м; F - площадь сечения ремня, м²; E -модуль упругости ремня, МПа; α - коэффициент, учитывающий условия работы передачи:

$$e_{pm} = \frac{1,4}{1 \cdot 0,04^2 \cdot 0,02 \cdot 250 \cdot 10^6} = \frac{109\,375}{10^6} = 0,109 \frac{\text{рад}}{\text{Нм}}.$$

Крутильная податливость ременной передачи определяется по формуле [4]:

$$e_{pm} = \frac{l_{\text{эф}}}{\alpha \cdot R^2 \cdot E \cdot F},$$

где: $l_{\text{эф}}$ - расчетная длина ветви между шкивами, м; α - коэффициент, учитывающий условия работы передачи; R - радиус шкива, м; E - модуль упругости ремня, МПа; F - площадь сечения ремня, м².

$$e_{pm} = \frac{l_{\text{эф}}}{\alpha \cdot R^2 \cdot E \cdot F} = \frac{1,4}{1 \cdot 0,04^2 \cdot 0,02 \cdot 10000 \cdot 10^6} = \frac{109\,375}{10^6} = 0,027 \text{ рад/Нм}$$

Крутильная податливость винта в крайних положениях суппорта определяется по формуле [4]:

$$e_k = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l_{\min}}{D^4} \text{ рад/Нм};$$

$$e_k = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l_{\max}}{D^4} \text{ рад/Нм},$$

где: D - внешний диаметр подшипника, м; G - модуль упругости второго рода, МПа; l - длина вала, м.

$$e_k = \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^5} \cdot \frac{859}{110^4} = \frac{27\,488}{3,6 \cdot 10^{14}} = 7,63 \cdot 10^{-11} \text{ рад/Нм};$$

$$e_k = \frac{32}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 10^5} \cdot \frac{1389}{110^4} = \frac{44\,448}{3,6 \cdot 10^{14}} = 12,34 \cdot 10^{-11} \text{ рад/Нм};$$

Таблица 8 - Результат расчетов жесткости элементов привода продольной подачи.

Линейная жесткость элементов привода кН/мкм					
Передняя опора	Винт, j_2	Гайка, j_3	Стык корпус гайки-кронштейн, j_5	Стык кронштейн-суппорт прямое направление, j_4	Стык кронштейн-суппорт обратное направление j_4
1,95	1000	1,26	0,035	1,4	6,7
Круговая податливость привода, рад/Н*м					
Соединение электродвигатель-шкив, e_m	Соединение шкив-винт, e_m	Ременная передача	Винт e_k	Приведенная круговая податливость	
$0,2 \cdot 10^{-6}$	$0,16 \cdot 10^{-5}$	0,109	$(7,63 \dots 12,34) \cdot 10^{-11}$	0,109	
Линейная жесткость вызванная круговой кН/мкм					
10,8	131	0,006	$(4,3 \dots 12) \cdot 10^{11}$	0,006	

Расчет соединения электродвигателя - шкив рассчитывается по формуле [4]:

$$em = \frac{K \cdot 10^{-5}}{K_{\text{дин}} \sqrt{n^3} d_{\text{max}}^3},$$

где: $K = 2$; $K_{\text{дин}}$ - динамический коэффициент, зависящий от свойств резины и амплитуды колебаний, среднее значение ($K_{\text{дин}} = 4 \dots 5$); n - твердость резины по Шору, ($n = 7$); d_{max} - наибольший диаметр соединенных валов, м.

$$em = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{4,5 \cdot \sqrt{7^3} \cdot 0,5^3} = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{10,4} = 0,0000002 \text{ рад/Нм.}$$

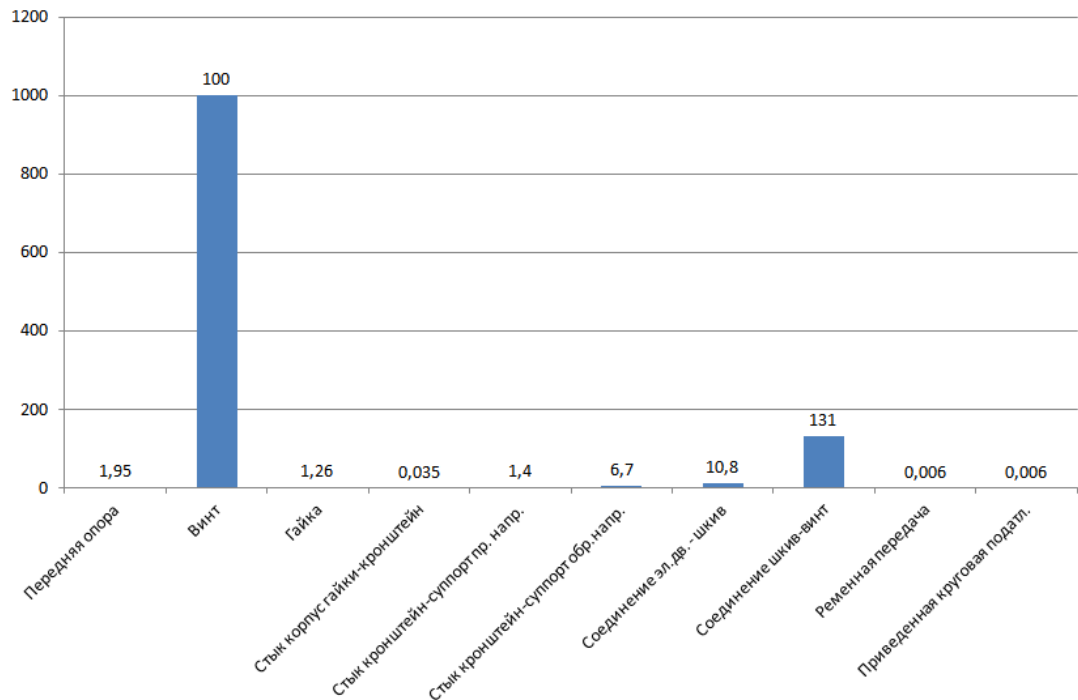


Рисунок 7 – Диаграмма жесткости элементов привода продольной подачи.

Определяем суммарную жесткость привода:

$$\frac{1}{j_{\Sigma}} = \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} + \frac{1}{j_4} + \frac{1}{j_5} + \frac{1}{j_6};$$

$$\frac{1}{j_{\Sigma}} = \frac{1}{1,95} + \frac{1}{1000} + \frac{1}{1,26} + \frac{1}{1,4} + \frac{1}{6,7} + \frac{1}{0,035} = 0,09 \text{ кН/мм.}$$

В данном разделе проанализирована линейная жесткость и круговая податливость продольного привода подач, из которых можно сделать вывод, что влияние податливости привода придает небольшую погрешность обработки. Результаты расчетов жесткости элементов привода подач показали, что жесткость всех элементов привода находится в диапазоне от 1,95 кН/мм до 10,8 кН/мм, кроме зубчато-ременной передачи и касательного стыка кронштейна гайки и корпуса, приведенная линейная жесткость которых соответственно равна 0,006 кН/мм и 0,035 кН/мм. Жесткость шарикового винтового механизма 80x10 определяется по ОСТ2Р31-5-89 и равна 1,26 кН/мм.

3. АНАЛИЗ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА СТАНКА

3.1 Поперечной подачи

При определенных условиях в приводе станка микроперемещения могут осуществляться прерывисто (скачкообразно), что снижает качество и точность обработки поверхности. Было установлено, что точность микроперемещений зависит главным образом от свойств упругой системы привода и трения в направляющих.

Задающее устройство движется с равномерной скоростью V_0 . Если это приводной двигатель, то обороты его ротора практически стабильны и не зависят от величины нагрузки и других факторов. Через упругое звено моделируется эквивалентной пружиной. Фактически это элементы кинематической цепи, связывающие приводной двигатель и исполнительное звено. Рабочий орган массой m перемещается по направляющим станка. Характер движения рабочего органа при постоянной скорости будет определяться его массой, упругостью элементов кинематической цепи и трением в направляющих.

Скорость V , когда начинается скачкообразное движение при постоянных значениях массы m рабочего органа, жесткости j , коэффициент трения f , называется критической.

Критическая скорость находится по формуле:

$$V_c = \frac{\Delta f N}{\sqrt{4\pi \epsilon j m}},$$

где Δf – это разность коэффициентов трения покоя и движения; N – нормальная сила на направляющих; $4\pi \epsilon$ – относительное рассеяние энергии.

Принимаем $V_c = 0,1$ мм/мин $= 0,1 \cdot 10^{-5}$ м/с равной минимальной подаче суппорта.

Сила рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{mg}{\cos 45};$$

$$N = \frac{150 \cdot 9,8}{\cos 45} = 2940 \text{ Н.}$$

$$j = 48E \frac{I_x}{l^3},$$

где $I_x = bh^3/12$ – момент инерции сечения пружины; E – модуль упругости первого рода материала упругого элемента, Па; b, h – высота и толщина упругого элемента, м; l – длина рабочего участка упругого элемента, м.

Принимаем $j = j \sum = 0,05 \text{ кН/мкм} = 50 \text{ Н/мкм} = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, равной суммарной жесткости привода.

После определения критической скорости V_c суппорта, можно рассчитать величину скачка S , время скачка t_1 , продолжительность остановки t_2 .

При скорости рабочего органа меньше критической величина скачка определяется по формуле:

$$S = \frac{2\Delta f N}{j}.$$

Продолжительность скачка составляет:

$$t_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{j}}.$$

Продолжительность остановки равна:

$$t_2 = \frac{2\Delta f N}{jV}.$$

Следовательно:

$$S = \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 2940}{50} = 3,5 \text{ мкм.}$$

$$t_1 = 3,14 \cdot \sqrt{\frac{150}{50}} = 5,4 \text{ мс.}$$

$$t_2 = \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 2940}{50 \cdot 0,1} = 35,2 \text{ мс.}$$

3.2 Продольной подачи

Критическая скорость находится по формуле:

$$V_c = \frac{\Delta f N}{\sqrt{4\pi\epsilon j t}},$$

где Δf – это разность коэффициентов трения покоя и движения; N – нормальная сила на направляющих; $4\pi\epsilon$ – относительное рассеяние энергии.

Принимаем $V_c = 0,1 \text{ мм/мин} = 0,1 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$ равной минимальной подаче суппорта.

Сила рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{mg}{\cos 45};$$

$$N = \frac{200 \cdot 9,8}{\cos 45} = 3920 \text{ Н.}$$

$$j = 48E \frac{I_x}{l^3},$$

где $I_x = bh^3/12$ – момент инерции сечения пружины; E – модуль упругости первого рода материала упругого элемента, Па; b, h – высота и толщина упругого элемента, м; l – длина рабочего участка упругого элемента, м.

Принимаем $j = j_{\Sigma} = 0,09 \text{ кН/мкм} = 90 \text{ Н/мкм} = 90 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, равной суммарной жесткости привода.

После определения критической скорости V_c суппорта, можно рассчитать величину скачка S , время скачка t_1 , продолжительность остановки t_2 .

При скорости рабочего органа меньше критической величина скачка определяется по формуле:

$$S = \frac{2\Delta f N}{j}.$$

Продолжительность скачка составляет:

$$t_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{j}}.$$

Продолжительность остановки равна:

$$t_2 = \frac{2\Delta f N}{jV}.$$

Следовательно:

$$S = \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 3920}{90} = 2,6 \text{ мкм.}$$

$$t_1 = 3,14 \cdot \sqrt{\frac{200}{90}} = 4,68 \text{ мс.}$$

$$t_2 = \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 2940}{90 \cdot 0,1} = 19,6 \text{ мс.}$$

После расчета микроперемещений станка, можно сделать вывод, что при поперечном и продольном перемещении суппорта скачкообразное движение имеет малую величину. Следовательно не нарушена точность обработки поверхности. При минимальной скорости подачи возможно прерывистое движение суппорта, которое ограничивает точность позиционирования, величиной скачка 2,6 мкм, которая меньше допустимых 32 мкм.

Выводы по работе:

1. Таким образом суммарная кинематические погрешности приводов подачи рассмотренного токарного станка с ЧПУ составляют:

- по поперечной оси 0,026 мм.;
- продольной оси 0,031 мм.

2. Увеличение кинематической точности возможно повышением класса точности шарико-винтовой передачи с ПЗ на П2 и применением энкодера с разрешением более высокого порядка.

3. В результате литературного анализа определена минимально допустимая жесткость суппорта токарного станка общего назначения с высотой центров 300 мм, равная $20-30 \text{ кН/мм} = 0,02-0,03 \text{ кН/мкм}$.

4. Построен баланс жесткости привода продольной подачи, который показывает что жесткость всех элементов привода находится в диапазоне от 1,95 кН/мкм до 10,8 кН/мкм, кроме зубчато-ременной передачи и касательного стыка кронштейна гайки и корпуса, приведенная линейная жесткость которых соответственно равна 0,006 кН/мкм и 0,035 кН/мкм.

5. Баланс жесткости привода поперечной подачи показывает, что жесткость всех элементов привода находится в диапазоне от 1,5 кН/мкм до 8,4 кН/мкм, кроме зубчато-ременной передачи и касательного стыка кронштейна гайки и корпуса, приведенная линейная жесткость которых соответственно равна 0,006 кН/мкм и 0,016 кН/мкм.

6. При этом податливость зубчатой-ремённой передачи, приводов продольной и поперечной подач меньше допустимого значения, но так как датчик обратной связи находится не в двигателе, а в ходовом винте, то он контролирует перемещение деформаций ременной передачи. Широко применяемые в настоящее время приводы со встроенным энкодером, в данной конструкции не допустим.

7. Определена неравномерность движения рабочего органа, вызванная скачкообразным движением в виду податливости привода. Величина скачка равна 2,6 мкм, которая меньше допустимых 32 мкм.

8. Жесткость касательного стыка кронштейна гайки и корпуса имеет значение, близко к минимально допустимому. Таким образом жесткость, может быть существенно увеличена изменением конструкции данного узла. Кронштейн стоит выполнить цельным, благодаря чему заметно повысится жесткость и упростится конструкция

Список использованных источников

1. Мруг А.В. Анализ жесткости привода подач токарного станка с ЧПУ Мруг А.В., Большаков Г.С./ В сб. ст. VII Всероссийская научно-практическая конференция для молодых ученых и студентов "Инновация технических решений в машиностроении и транспорте"/ Пенза: Изд. ПГСУ стр. 154-157
2. Мруг А.В. Анализ жесткости привода подач токарного станка с ЧПУ В SOLIDWORKS SIMULATION Мруг А.В., Большаков Г.С./ В сб. ст. VII Международной научно-практической конференции "Системы проектирования, моделирования, подготовки производства и управление проектами CAD/CAM/CAE/PDM"/ Пенза: Приволжский дом знаний 2021г. - стр. 76-79.
3. ГОСТ ISO 13041-4-2016 «Станки токарные с ЧПУ и токарные обрабатывающие центры.
4. ОСТ 2 Р31-5-89 «Шариковые винтовые передачи».
5. Бушуев В.В. Металлорежущие станки: в 2 т. – М.:Машиностроение, 2011 - 608 с.
6. Глубокий В.И. Конструирование и расчет станков. Расчет приводов подач и направляющих: методическое пособие к практическим занятиям для студентов машиностроительных специальностей / В.И. Глубокий, А.М. Якимович, А.С. Глубокий. – Минск: БНТУ, 2013.-97 с.
7. Левина З.М. Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. - М.: Машиностроение, 1971. - 264 с.
8. Михеев И.И. Приводы главного движения и шпиндельные узлы металлорежущих станков: Учебное пособие – Пенза: Пензенский государственный технический университет 1998. – 168 с.
9. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб.пособие. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003.
10. 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.

11. Михеев И.И., Тишин И.Ф. Методические рекомендации предназначенные для студентов специальностей 1201, 1202. Пенза: Пензенский государственный технический университет.

12. 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.

13. Пуш В.Э. Пигерт Р. Автоматические станочные системы – М.: Машиностроение, 1982 – 319 с.

14. Пуш В.Э. Беляев В.Г. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов.- М.: Машиностроение, 1985 – 256 с

15. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, испр. и перераб. М., «Машиностроение», 1974.

Приложение А

Приложение Б