

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

Сравнительный анализ конструкций приводов главного движения токарного станка

ПУ 15.04.05.08.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

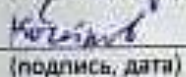
Студент гр. 20ММм1


(подпись, дата)

Орипов Б.А.

(фамилия, инициалы)

Научный руководитель


(подпись, дата)

Кочетков Д.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер


(подпись, дата)

Липов А.В.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., вед. конструктор ООО КБ
«ПУЛЬСАР-ТЕЛЕКОМ»

(должность, место работы)


(подпись, дата)

Белашов М.В.

(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой


(подпись)

Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 24.06.22 № 1)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2022

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 2022 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент гр. 20ММм1 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта, направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Орипов Бехруз Анварович

2. Научный руководитель магистерской диссертации доцент Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 10 июня 2022 г. по 07 июля 2022 г.

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «ПГУ», кафедра «Технологии и оборудование машиностроения», г. Пенза

5. Тема магистерской диссертации

Сравнительный анализ конструкций приводов главного движения токарного станка

Тема утверждена приказом ПГУ № 817/о от 16.11.2020 г.

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

Разработать конструкции встроенного и отдельного приводов главного движения токарного станка: эффективная мощность резания $P=6\text{ кВт}$, диапазон регулирования привода $R_p=200$, минимальная частота вращения шпинделя $n_{\text{min}}=15\text{ мин}^{-1}$. Выполнить исследования жесткости шпиндельных узлов спроектированных приводов, с учетом различных схем установки подшипников и схем нагружения.

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать обоснование актуальности темы диссертации; цель; объект и методы исследования; научную новизну и практическую ценность работы; обзор характерных источников возникновения погрешностей в станках; способы повышения точности станков; обзор существующих компоновок приводов главного движения; кинематические и силовые расчеты спроектированных конструкций встроенного и отдельного приводов; результаты исследования жесткости спроектированных конструкций приводов, с учетом различных схем установки подшипников, аналитическим методом; результаты исследования жесткости спроектированных конструкций приводов, с учетом различных

схем установки подшипников и схем нагружений, методом конечных элементов, выводы по работе.

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

- 1) Цель работы, объект исследования, научная новизна и практическая ценность.
- 2) Обзор характерных источников возникновения погрешностей в станках.
- 3) Способы повышения точности станков.
- 4) Обзор существующих компоновок приводов главного движения.
- 5) Кинематические и силовые расчеты спроектированных конструкций встроенного и раздельного приводов.
- 6) Результаты исследования жесткости спроектированных конструкций приводов, с учетом различных схем установки подшипников, аналитическим методом.
- 7) Результаты исследования жесткости спроектированных конструкций приводов, с учетом различных схем установки подшипников и схем нагружений, методом конечных элементов.
- 8) Апробация работы. Публикации по теме диссертации.
- 9) Выводы по работе.

8. Особые требования по выполнению разделов:

Разработку трехмерной модели деталей и сборки проектируемых приводов выполнить с применением программного продукта SolidWorks. Анализ напряженно-деформированного состояния шпиндельных узлов выполнить в SolidWorks Simulation.

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1) Оформление пояснительной записки	85	до 16.06.2022 г.	<i>Киреев</i>
2) Оформление презентации	15	до 20.06.2022 г.	<i>Киреев</i>

Дата выдачи задания 10 июня 2022 г.

Задание к исполнению принял

Руководитель работы

10 июня 2022 г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан факультета промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

ОПОР обеспечена в полном объеме
К государственной итоговой
аттестации допустить

С.Ю. Киреев

С.Ю. Киреев

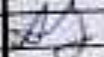
« » 2022 г.

Реферат

Пояснительная записка магистерской диссертации содержит 88 страниц основного текста формата А4, содержит 12 таблиц, 48 рисунков, 26 источников литературы и 2 приложения.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИДЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ, ВСТРОЕННЫЙ ПРИВОД, РАЗДЕЛЬНЫЙ ПРИВОД, ЖЕСТКОСТЬ, НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ, ШПИДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ, ТРЕХМЕРНАЯ МОДЕЛЬ, СБОРКА, ПОДШИПНИК, НАГРУЖЕНИЕ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, SOLIDWORKS SIMULATION

В пояснительной записке приведены обзор характерных источников возникновения погрешностей в станках; способы повышения точности станков; обзор существующих компоновок приводов главного движения; кинематические и силовые расчеты спроектированных конструкций встроенного и раздельного приводов; результаты исследования жесткости спроектированных конструкций приводов, с учетом различных схем установки подшипников, аналитическим методом; результаты исследования жесткости спроектированных конструкций приводов, с учетом различных схем установки подшипников и схем нагружений, методом конечных элементов; выводы по работе.

					ПГУ 15.04.05.08.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Сравнительный анализ конструкций приводов главного движения токарного станка	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Орехов Б.А.					1	134
Провер.		Кочетков Д.В.						
Н. контр.		Литов А.В.						
Утв.					Пояснительная записка	Кафедра «ТОМ», группа 20ММм1		

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР НАИБОЛЕЕ ХАРАКТЕРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ В СТАНКАХ.....	7
2 СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ СТАНКОВ.....	9
3 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОМПОНОВОК ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	10
4 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ВСТРОЕННОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНОГО СТАНКА.....	12
4.1 Кинематический расчет привода главного движения.....	12
4.2 Схемы установки подшипников шпиндельного узла.....	27
4.3 Силовой расчет привода главного движения.....	28
5 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ РАЗДЕЛЬНОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНОГО СТАНКА.....	51
5.1 Кинематический расчет привода главного движения.....	51
5.3 Силовой расчет привода главного движения.....	55
6 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СБОРКИ ВСТРОЕННОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	67
6.1 Разработка трехмерной модели сборки встроенного привода.....	67
6.2 Исследование жесткости шпиндельного узла.....	69
7 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СБОРКИ РАЗДЕЛЬНОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	81
7.1 Разработка трехмерной модели сборки раздельного привода.....	81
7.2 Исследование жесткости шпиндельного узла.....	83
ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.....	89
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	90
ПРИЛОЖЕНИЕ А – НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ.....	93
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – ПРЕЗЕНТАЦИЯ.....	103

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Разработка прогрессивных конструкций металлообрабатывающих станков представляет собой важнейшую задачу в области машиностроения.

Высокие требования к достижимым параметрам точности обрабатываемых на станках изделий обуславливают необходимость постоянного увеличения точности самих металлорежущих станков.

Работоспособность металлорежущих станков в значительной мере определяется точностью вращения шпинделей, статической и динамической жесткостью шпиндельного узла, предельно допустимой частотой вращения, диапазоном изменения частот вращения, нагревом, несущей способностью и долговечностью подшипников. Лишь немногие из перечисленных параметров работоспособности в настоящее время нормируются.

Таким образом, тема магистерской диссертации, связанная с исследованиями влияния конструкции шпиндельных узлов (встроенный или отдельный привод, схем установки подшипников, схем нагружения) влияющих на их жесткость является актуальной.

Цель магистерской диссертации – выполнить сравнительный анализ конструкций приводов главного движения токарного станка.

Методы исследования. Теоретические и экспериментальные базируются на основных положениях станкостроения, технологии машиностроения и методе конечных элементов.

Научная новизна. Разработаны компьютерные модели встроенного и отдельного приводов токарного станка, позволяющие изменять жесткость шпиндельных узлов в зависимости от их опор.

Практическая ценность. Разработаны конструкции шпиндельных узлов с рациональными параметрами жесткости.

Апробация работы. Основные положения и результаты магистерской диссертации докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

1) XXXII Научно-техническая конференция «Актуальные проблемы науки и образования» ПГУ секция «Металлообрабатывающие станки» (г. Пенза, 13 апреля 2022 год);

2) XVIII Международная научно-техническая конференция «Материалы и технологии XXI века» секция «Оборудование, инструменты и оснастка для обработки материалов резанием» (г. Пенза, март 2022 года).

Публикации. По теме магистерской диссертации опубликовано 1 научная статья в сборнике входящих в перечень РИНЦ:

1. Орипов Б.А., Кочетков Д.В. Сравнительный анализ конструкций приводов главного движения токарного станка // Материалы и технологии XXI века : сборник статей XVIII Международной научно-технической конференции. – Пенза: Приволжский Дом знаний, 2022. – С. 52–57.

1 ОБЗОР НАИБОЛЕЕ ХАРАКТЕРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ В СТАНКАХ

Требования высокой точности, предъявляемые к изготавливаемым деталям при обработке их на металлообрабатывающих станках, могут быть удовлетворены только в том случае, если сами станки будут иметь высокую точность изготовления и сборки базовых узлов и направляющих элементов.

Установлено, что из пяти видов погрешностей, образующихся на деталях, – погрешности размеров, отклонения расположения поверхностей, отклонения формы, волнистости и шероховатости – на возникновение первых четырех станок влияет решающим образом [1].

На рисунке 1.1 приведены наиболее характерные источники возникновения погрешностей в станках [1].

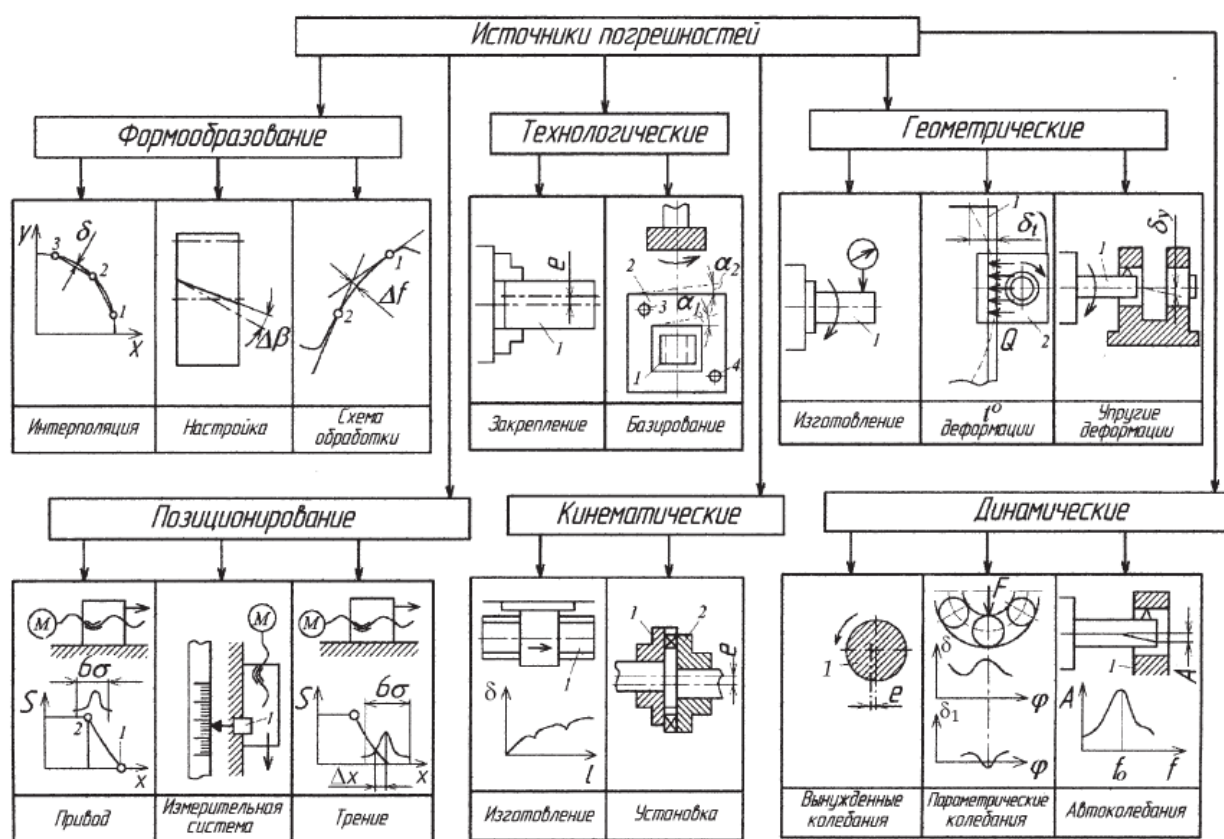


Рисунок 1.1 – Источники возникновения погрешностей

Высокие требования к достижимым параметрам точности обрабатываемых на станках изделий обуславливают необходимость постоянного увеличения точности самих металлорежущих станков.

Работоспособность металлорежущих станков в значительной мере определяется точностью вращения шпинделей, статической и динамической жесткостью шпиндельного узла, предельно допустимой частотой вращения, диапазоном изменения частот вращения, нагревом, несущей способностью и долговечностью подшипников. Лишь немногие из перечисленных параметров работоспособности в настоящее время нормируются.

Выполнение совокупности сложных требований предъявляемых к шпиндельным узлам станков, осуществляется путем правильного подбора материала и конструкции шпинделя, и, главным образом, обоснованного выбора типа и конструкции его опор.

2 СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ СТАНКОВ

Точность станка в основном предопределяет точность обработанных на нем изделий. Можно сформулировать несколько самых общих принципов повышения точности обработки. Часть принципов относится к общему повышению точности станка, а часть – к получению на станках деталей более высоких классов точности, чем соответствующие узлы станка.

Известно, что из пяти видов погрешностей, образующихся на деталях, – погрешности размеров, отклонения расположения поверхностей, отклонения формы, волнистости и шероховатости – на возникновение первых четырех станок влияет решающим образом [1, 2, 5, 6].

Наиболее распространенные способы повышения точности:

- 1) совершенствование метода формообразования;
- 2) применение компоновок, обеспечивающих более высокую точность;
- 3) повышение геометрической точности деталей и узлов;
- 4) использование коррекционных механизмов (например, при обработке червячных колес);
- 5) применение адаптивных систем управления точностью.

3 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОМПОНОВОК ПРИВODOB ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Основным элементом привода главного движения является шпиндельный узел.

Рассмотрим основные компоновки приводов главного движения. Если привод главного движения станка выполнен в виде коробки скоростей с электродвигателем, то возможны два варианта компоновок привода: встроенный, когда шпиндель располагается в одном корпусе со ступенчатой коробкой изменения его частот вращения, и отдельный когда коробки скоростей и шпиндельный узел изготовлены в виде отдельных узлов (см. рисунок 3.1) [14]. Оба варианта имеют свои достоинства и недостатки.

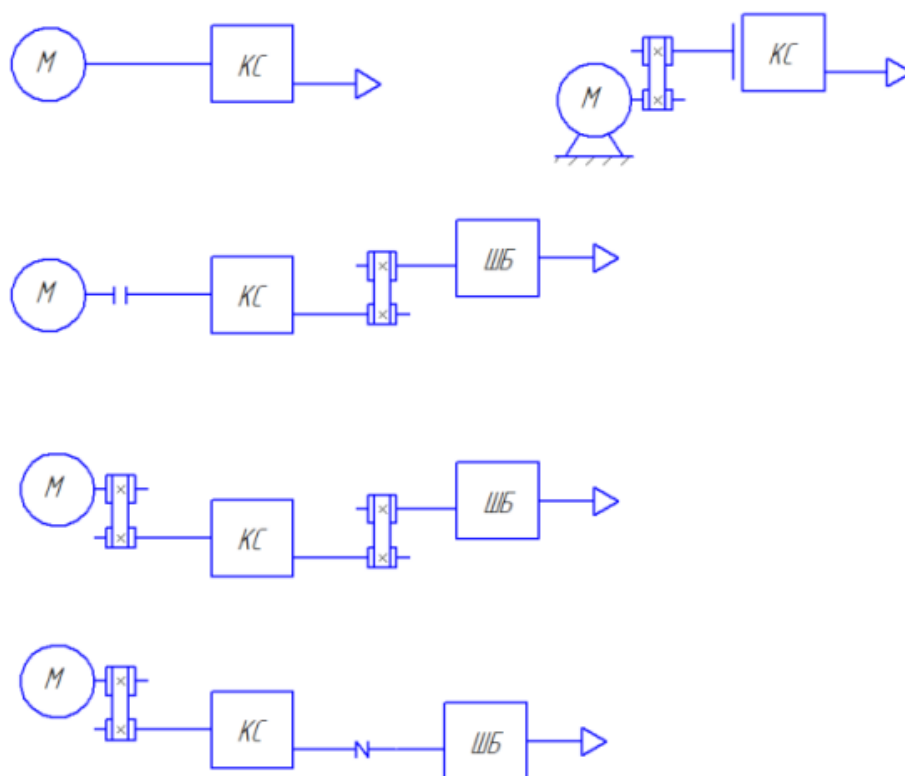


Рисунок 3.1 – Варианты компоновок приводов главного движения

Достоинством отдельного привода относятся:

- возникающие в коробке вибрации не передаются шпиндельному узлу;
- меньше нагрев шпиндельного узла;
- возможно унификация узлов с применением их в различных типах станков;
- расширяются возможности модификации станков;
- возможно разгрузка шпинделя от силы натяжения приводного ремня;
- улучшаются условия ремонта и модернизации станков.

Недостатками такой компоновки являются более высокая стоимость, большие габариты, трудности замены ремня если шкив находится в пролёте между опорами шпинделя.

К достоинствам встроенного привода следует отнести меньшую стоимость, компактность, возможность концентрации органов управления.

Недостатками совмещённого привода являются [12]: 1) передача вибраций, генерируемых коробкой на шпиндель; 2) большой нагрев шпинделя.

4 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ВСТРОЕННОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНОГО СТАНКА

4.1 Кинематический расчет привода главного движения

График частот вращения шпинделя

Наибольшее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [12, с. 31].

Определяем диапазон регулирования привода [12, с. 31]:

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

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

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

Максимальную частоту вращения шпинделя определяем по формуле [12, с. 13, 20]:

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

где $R_{\Pi} = 200$ — диапазон регулирования привода (по заданию);

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

Тогда,

$$n_{\text{шп (max)}} = 200 \cdot 15 = 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [12, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 6 \text{ кВт}$ — эффективная мощность резания (по заданию);

η — КПД привода, принимаем $\eta = 0,80$ [12, с. 12].

Таким образом,

$$P_{\text{дв}} = \frac{6}{0,80} = 7,5 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН200М [14, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 8,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(макс)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$; $d_{1\text{дв}} = 48 \text{ мм}$ — диаметр выходного конца вала двигателя [14, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования электродвигателя при постоянной мощности [12, с. 32]:

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

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

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [12, с. 32]:

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

$$R_{\text{к}} = \frac{200}{4} = 50.$$

Определяем число скоростей коробки [12, с. 36]:

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

$$z = \frac{\lg 200}{\lg 4} = 3,82.$$

Значение можно округлить до 3 или 4.

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [12, с. 32]:

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

$$m = \frac{\lg 50}{\lg 8} = 1,88.$$

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

Определяем диапазоны регулирования групп передач при условии, что их значения для всех групп одинаковы [12, с. 32]:

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_{\text{к}}},$$

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[2]{50} = 7,07.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 7,07$.

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Величину c рассчитывается по формуле [12, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \varphi$ [12, с. 33]:

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

$$K_m = \frac{\lg 7,07}{\lg 1,26} = 8,46.$$

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

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [12, с. 33]:

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{n(\Phi)} = R_{\text{дв}}(P) R_{\kappa(\Phi)},$$

$$R_{\kappa(\Phi)} = R_a \varphi^{K_a} [12, \text{с. 35}],$$

$$R_{\kappa(\Phi)} = 7,07 \cdot 1,26^6 = 28,29,$$

$$R_{n(\Phi)} = 4 \cdot 28,29 = 113,16.$$

Определяем число K_1 , а также число K_2 [12, с. 33]:

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

$$K_2 = \frac{\lg R_{n(\Phi)}}{\lg \varphi},$$

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

$$K_2 = \frac{\lg 113,16}{\lg 1,26} = 20,46 ,$$

принимаем $K_1 = 0$, $K_2 = 20$.

Общее число интервалов [12, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2 ,$$

$$K_{\text{общ}} = 0 + 20 = 20 .$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 21 горизонтальную линию, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью. По таблице 3 [2, с. 14–18] выбираем ряд: 3000; 2360; 1900; 1500; 1180; 950; 750; 600; 475; 375; 300; 236; 190; 150; 118; 95; 75; 60; 47,5 и строим график частот вращения (рисунок 4.1).

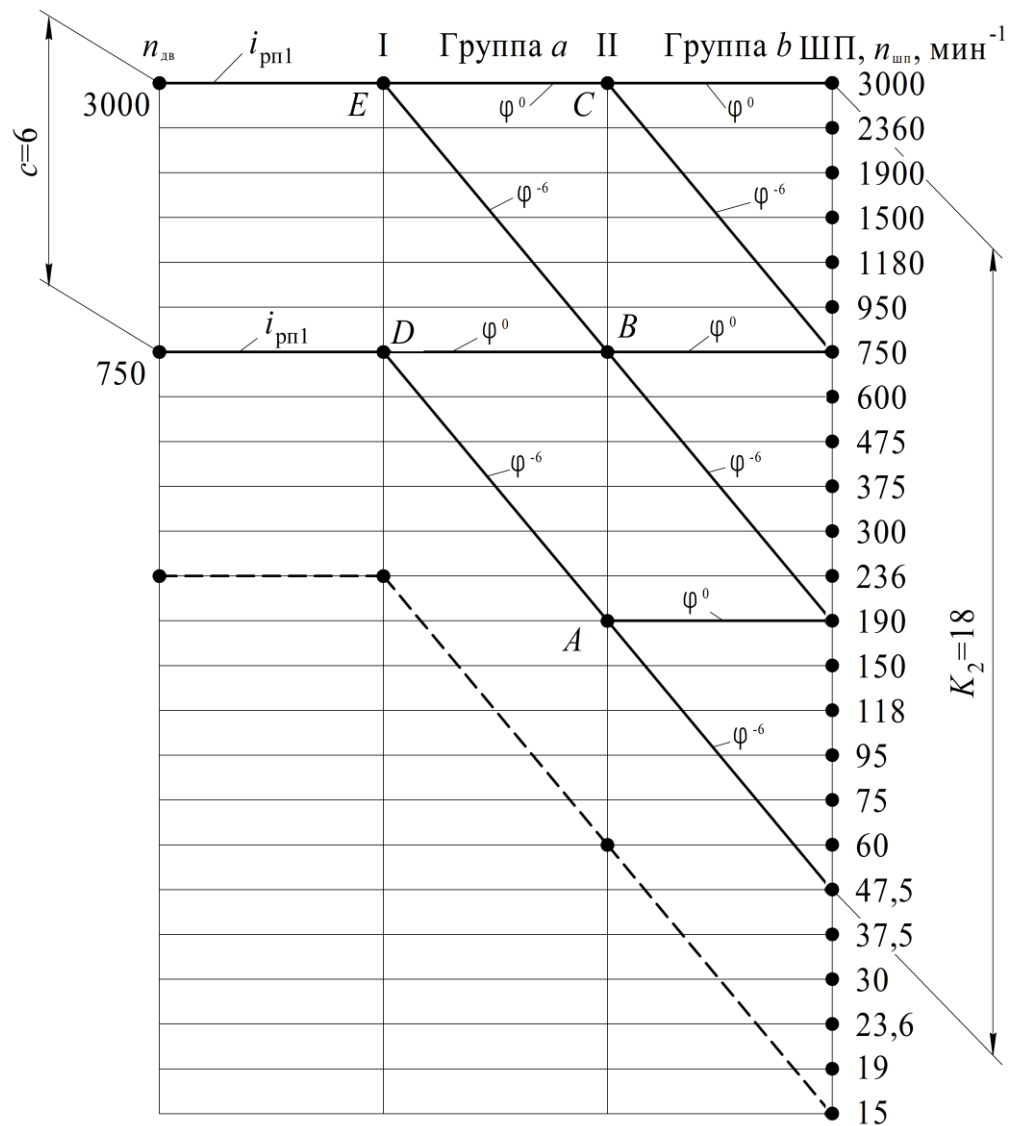


Рисунок 4.1 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 4.2 показана кинематическая схема встроенного привода главного движения станка (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

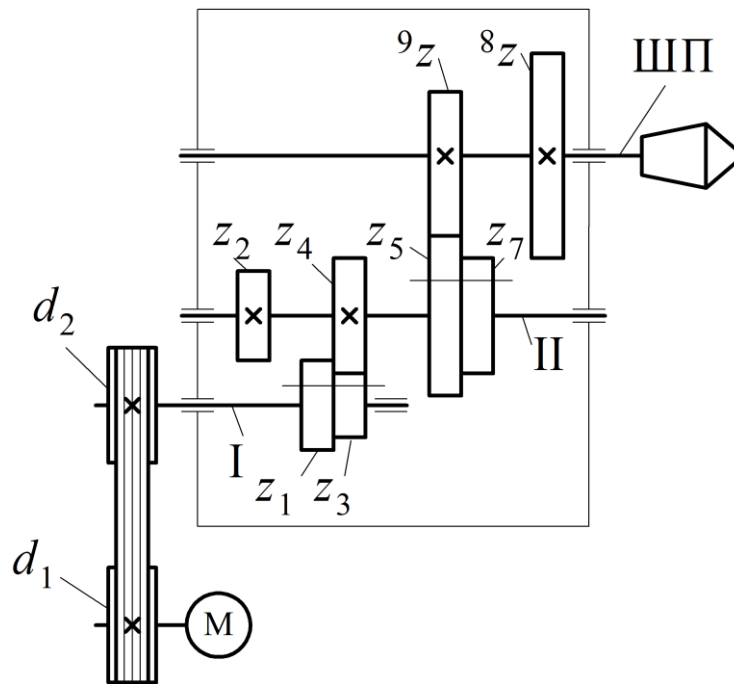


Рисунок 4.2 – Кинематическая схема встроенного привода
главного движения станка (предварительный вариант)

Определяем все величины передаточных отношений в коробке скоростей.

1) ременная передача $i_{\text{рп1}}$:

передаточное отношение — $i_{\text{рп1}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_1} = \frac{3000}{3000} = 1$ или $i_{\text{рп1}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{750}{750} = 1$ (см. рисунок 4.1).

Крутящий момент на валу ведущего шкива определяется [13, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{8,5}{750} = 108,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Исходя из крутящего момента $M_{\text{к дв}}$ из таблицы 4.1 [13, с. 86] принимаем профиль В (Б) (ГОСТ 1284.1–89) и диаметр шкива $d_{1 \text{ min}} = 125 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $w_p = 14 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 138 \text{ мм}^2$.

Диаметр ведущего шкива определяем по формуле [3, с. 93, ф. 4.23]:

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

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

$C = 20$ — для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{108,2} = 181,1 \text{ мм}.$$

После округления до стандартного значения [13, с. 96], принимается

$$d_1 = 180 \text{ мм}.$$

Скорость ремня определяется по формуле [13, с. 93, ф. 4.24]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000},$$

где n_1 — частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 750}{60000} = 7,07 \text{ м/с} \quad \text{— при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 3000}{60000} = 28,26 \text{ м/с} \quad \text{— при } n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

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

Определяем диаметр ведомого шкива [13, с. 93, ф. 4.25]:

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 180 \cdot 1(1 - 0,015) = 177,3 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 180 \text{ мм}$ [13, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [13, с. 93, ф. 4.26]:

$$i_{\text{пр1}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

$$i_{\text{пр1}} = \frac{180}{180 (1 - 0,015)} = 1,01.$$

Тогда, оптимальное значение межосевого расстояния [13, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{\text{опт}} = c d_2,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ [13, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1,35$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,35 \cdot 180 = 243 \text{ мм} .$$

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

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

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

Следовательно,

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

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

$$L_p = 2 \cdot 243 + 3,14 \cdot 180 + \frac{0^2}{243} = 1051,2 \text{ мм} .$$

Принимаем $L_p = 1000 \text{ мм}$ [13, с. 86],

Проводим уточнение межосевое расстояние по формуле [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_p - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(L_p - \pi d_{\text{ср}})^2 - 8 \Delta^2} ,$$
$$a = \frac{1000 - 3,14 \cdot 180}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1000 - 3,14 \cdot 180)^2 - 8 \cdot 0^2} = 225 \text{ мм} .$$

Определяем угол между ветвями ремня [13, с. 94, ф. 4.30]:

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{0}{225} = 0^\circ .$$

Тогда угол обхвата ремнем наименьшего шкива [13, с. 94, ф. 4.31]:

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

$$\alpha = (180 - 0) = 180^\circ - \text{условие выполняется} .$$

Число пробегов ремня определяем по формуле [13, с. 94, ф. 4.32]:

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

$$U = \frac{1000 \cdot 28,26}{1000} = 28,26 \text{ с}^{-1}.$$

Эквивалентный диаметр шкива [13, с. 94, ф. 4.33]:

$$d_e = d_1 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-i_{pn1})} \right),$$

$$d_e = 180 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,01)} \right) = 180 \text{ мм}.$$

2) переборная группа a:

$$z_1 - z_2 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{3n(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{3000} = 1 \quad \text{или}$$

$$i_{3n(z1-z2)} = \frac{750}{750} = 1 \quad (\text{см. рисунок 4.1}), \quad \varphi^0 = 1 \quad [12, \text{с. 23}],$$

принимаем $i_{3n(z1-z2)} = 1$, $\Sigma z = 96$, $z_1 = 48$ [12, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \Sigma z - z_1 = 96 - 48 = 48;$$

$$z_3 - z_4 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{3n(z3-z4)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{750} = 4 \quad \text{или}$$

$$i_{3n(z3-z4)} = \frac{750}{190} = 3,95 \quad (\text{см. рисунок 4.1}), \quad \varphi^{-6} = 4,0 \quad [2, \text{с. 23}],$$

принимаем $i_{3n(z3-z4)} = 3,98$, $\Sigma z = 96$, $z_3 = 19$ [12, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \Sigma z - z_3 = 96 - 19 = 77;$$

3) переборная группа b:

$$z_5 - z_6 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{3n(z5-z6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3000}{3000} = 1 \quad \text{или}$$

$$i_{3n(z5-z6)} = \frac{750}{750} = 1, \quad \text{или} \quad i_{3n(z5-z6)} = \frac{190}{190} = 1 \quad (\text{см. рисунок 4.1}), \quad \varphi^0 = 1 \quad [12, \text{с. 23}],$$

принимаем $i_{3n(z5-z6)} = 1$, $\Sigma z = 114$, $z_5 = 57$ [12, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_6 = \Sigma z - z_5 = 114 - 57 = 57;$$

$$z_7 - z_8 : \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{3n(z7-z8)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3000}{750} = 4 \quad \text{или}$$

$$i_{3n(z7-z8)} = \frac{750}{190} = 3,94, \quad \text{или} \quad i_{3n(z7-z8)} = \frac{190}{47,5} = 4,0 \quad (\text{см. рисунок 4.1}), \quad [12, \text{с. 23}],$$

принимаем $i_{3n(z7-z8)} = 3,98$, $\Sigma z = 114$, $z_7 = 23$ [12, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_8 = \Sigma z - z_7 = 114 - 23 = 91.$$

На рисунке 4.3 показана кинематическая схема проектируемого встроенного привода главного движения.

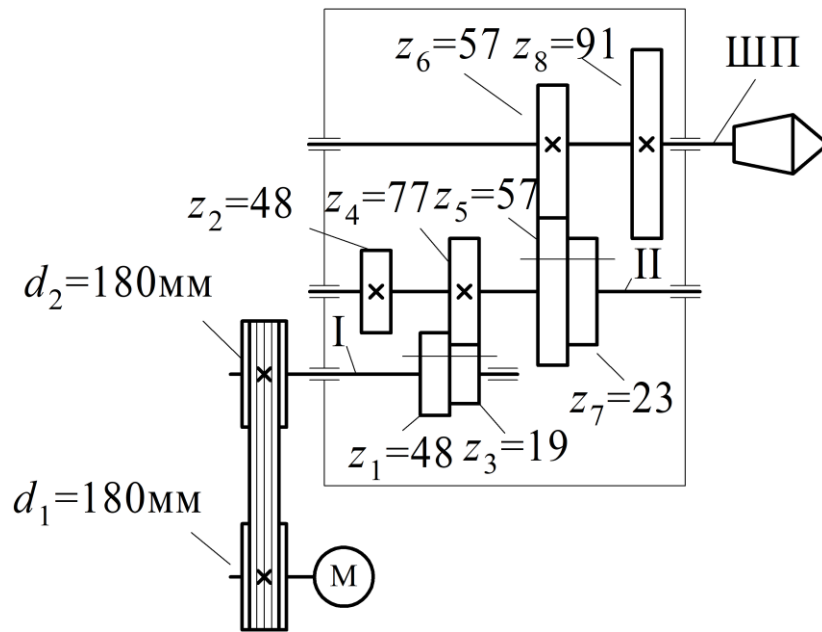


Рисунок 4.3 – Кинематическая схема встроенного привода главного движения станка (окончательный вариант)

Расчетная частота вращения шпинделя определяется по формуле [12, с. 39]:

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

$$n_{\text{шп расч}} = 15 \left(200^{1/3} \dots 200^{1/4} \right) = (87,72 \dots 56,40) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 60 \text{ мин}^{-1}$.

С учетом этого,

$$n_{(\text{ш}) \text{ шп расч}} = 60 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 236 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 950 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу [13, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 8,5 \text{ кВт},$$

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

где $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ – КПД ременной передачи [13, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{пл}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [13, с. 8, т. 1.1],

$$P_1 = 8,5 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 7,99 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{II}} = P_1 \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пл}},$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [13, с. 8, т. 1.1],

$$P_{\text{II}} = 7,99 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,67 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 7,67 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,36 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах [13, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{7,99}{950} = 80,32 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{7,67}{236} = 310,78 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кшп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{7,36}{60} = 1171,46 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [12, с. 82, ф. 3]:

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

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

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

$m_{\text{к}}$ – модуль, мм;

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

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

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

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

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [12, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [12, 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 [21, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [12, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [12, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: закалка ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$ [12, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

переборная группа а:

$$z_1 - z_2 : z_1 = 48, i_{3n(z1-z2)} = 1, M_{кII} = 310,78 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, Y_F = 3,66,$$

$$m_k = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{310,78 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,92 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{310,78 \cdot 1,2 \cdot 3,66}{48^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 2,33 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,0 \text{ мм}$;

$$z_3 - z_4 : z_3 = 19, i_{3n(z3-z4)} = 3,98, M_{кI} = 80,32 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, Y_F = 4,11,$$

$$m_k = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{80,32 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,65 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{80,32 \cdot 1,2 \cdot 4,11}{19^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 2,86 \text{ мм} ,$$

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

Следовательно, для переборной группы a принимаем $m = 3 \text{ мм}$.

переборная группа b :

$$z_5 - z_6 : z_6 = 57 , i_{зп(z5-z6)} = 1 , M_{кшп} = 1171,46 \text{ Н} \cdot \text{м} , K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , K_{F\beta} = 1,2 , \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа} , Y_F = 3,63 ,$$

$$m_k = \frac{770}{57} \cdot \sqrt[3]{\frac{1171,46 \cdot 1 \cdot (1 + 1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,52 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1171,46 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{57^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 3,64 \text{ мм} ,$$

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

$$z_7 - z_8 : z_7 = 23 , i_{зп(z7-z8)} = 3,98 , M_{кшп} = 310,78 \text{ Н} \cdot \text{м} , K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , K_{F\beta} = 1,2 , \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа} , Y_F = 3,96 ,$$

$$m_k = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{310,78 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 3,44 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{310,78 \cdot 1,2 \cdot 3,96}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 3,91 \text{ мм} ,$$

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

Следовательно, для переборной группы b принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальные диаметры валов [12, с. 86]:

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

где P_i — мощность, передаваемая валом, кВт;

$n_{i \min}$ — минимальная частота вращения вала, мин⁻¹.

Следовательно,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,99}{750}} = 35,33 \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{I \min} = 40 \text{ мм} ,$

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,68}{190}} = 49,32 \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{II \min} = 50 \text{ мм} ,$

Принимаем диаметры шпинделя: $d_{шп \min} = 100 \text{ мм} , \quad d_{пк} = 120 \text{ мм} ,$

$d_{м \min} = 100 \text{ мм} , \quad d_{з \min} = 90 \text{ мм}$ (см. рисунок 4.4) [12, с. 87].

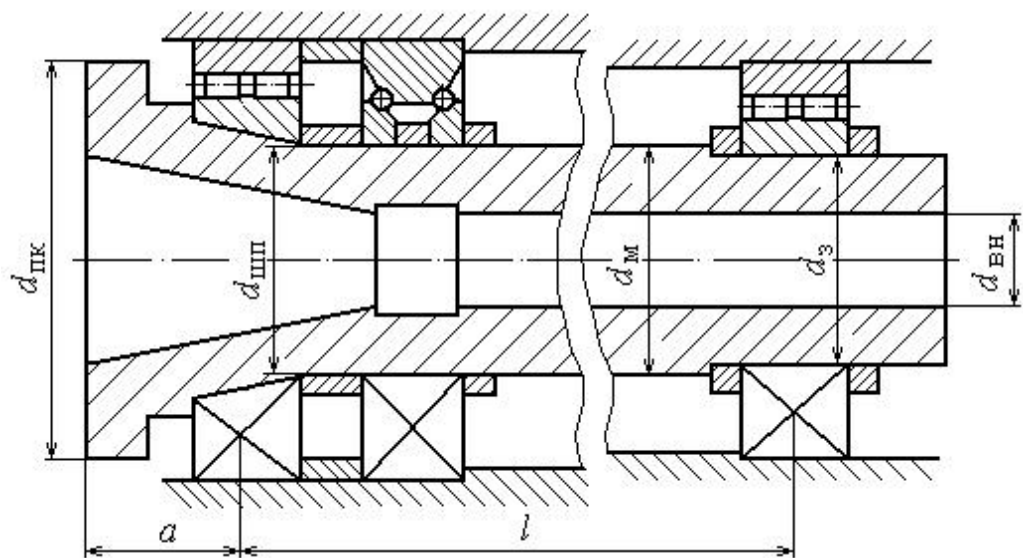


Рисунок 4.4– Основные диаметральные размеры шпинделя

Межцентровые расстояния между валами

Межцентровые расстояния между валами определяем по формуле (см. рисунок 4.5) [12]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

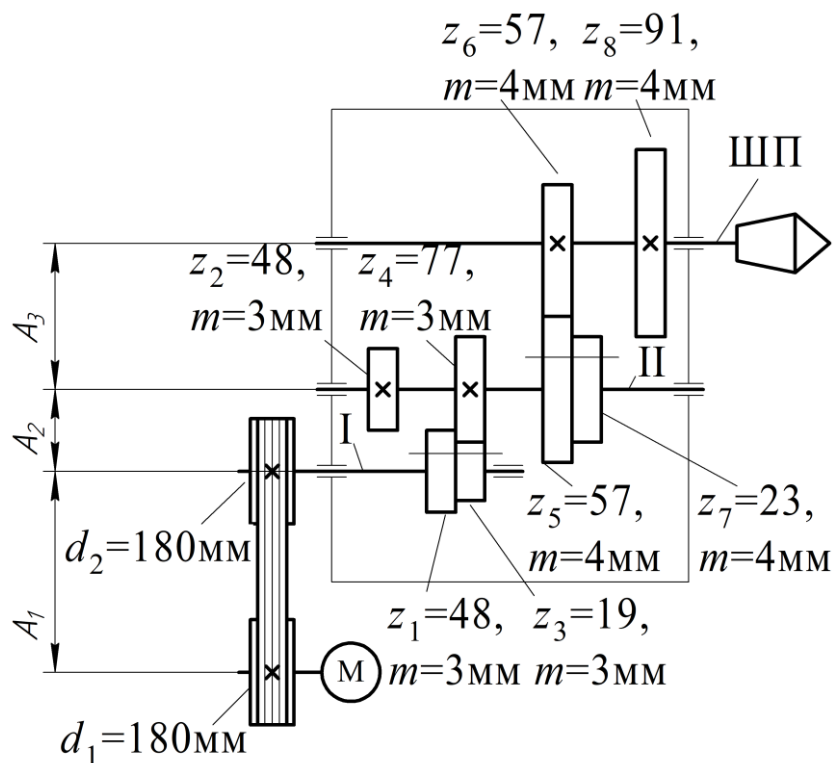


Рисунок 4.5 – Кинематическая схема встроенного привода
главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

$A_1 = 225 \text{ мм}$ (было определено выше).

Межцентровое расстояние A_2 между валом I и II и A_3 между валом I и III (см. рисунок 4.5):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_4),$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(48 + 48) = \frac{3}{2}(19 + 77) = 144 \text{ мм}.$$

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

$$A_3 = \frac{4}{2}(57 + 57) = \frac{4}{2}(23 + 91) = 228 \text{ мм}.$$

Геометрические параметры зубчатых колес определены по известным зависимостям и представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Геометрические параметры зубчатых колес

Число зубьев z	Модуль зубьев m , мм	Делительный диаметр колес $d = m z$, мм	Диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m$, мм	Диаметр впадин зубьев $d_f = d - 2,5m$, мм	Ширина венца колес $b = (8..10)m$, мм
48	3	144	150	136,5	30
48	3	144	150	136,5	30
19	3	57	63	55,5	30
77	3	231	237	223,5	30
57	4	228	236	218	40
57	4	228	236	218	40
23	4	92	100	82	40
91	4	364	372	354	40

4.2 Схемы установки подшипников шпиндельного узла

Весьма ответственными элементами конструкции являются опоры шпинделя.

Принимаем $d_{\text{шп}} = 110 \text{ мм}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [12, с. 89–90, т. 20].

Для проведения исследований, в соответствии с заданием, выбираем следующие схемы установки подшипников рисунок 4.6 [12, с. 89–90, т. 20].

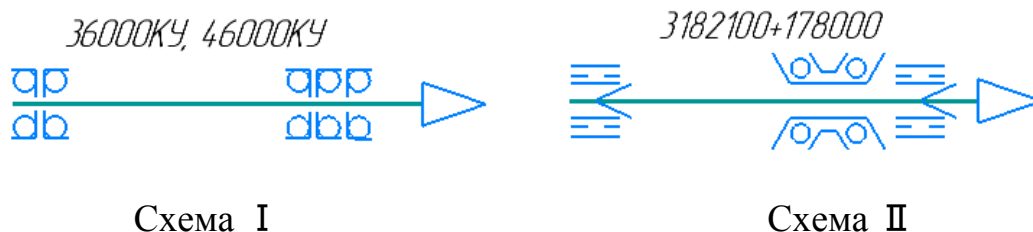


Рисунок 4.6 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

4.3 Силовой расчет привода главного движения

Расчет валов на прочность

Составляем схему действия сил в коробке скоростей, по методике, изложенной в работе [13]. Расчетная схема представлена на рисунке 4.7.

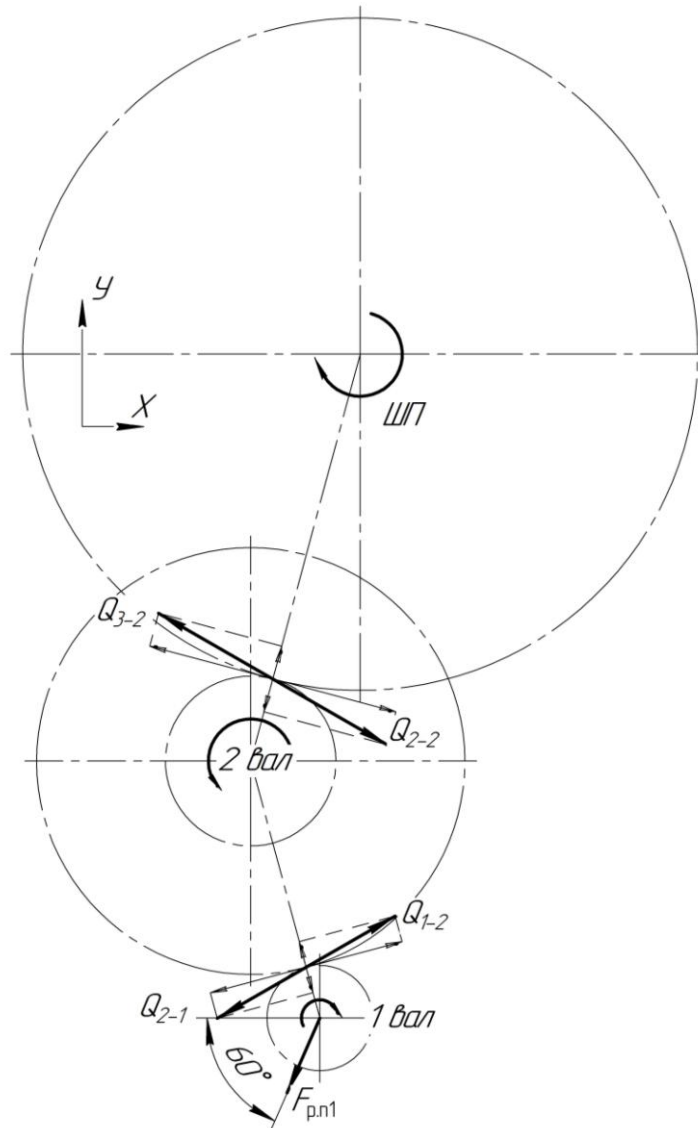


Рисунок 4.7 – Расчетная схема спроектированной коробки скоростей

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу $M_{к_1} = 80,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_3 = 57 \text{ мм}$;
- диаметр ведомого шкива $d_2 = 180 \text{ мм}$;

– расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач встроенного привода главного движения: $a = 108 \text{ мм}$; $b = 200 \text{ мм}$; $c = 50 \text{ мм}$.

Определяем окружную силу F_{t_1} , действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\kappa_1}}{d_3},$$

где M_{κ_1} – крутящий момент на валу;

d_3 – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу.

Тогда,

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 80,32}{57} = 2818,24 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r_1} , действующая в зубчатом зацеплении [13, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ,$$

$$F_{r_1} = 2818,24 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1025,75 \text{ Н}.$$

Силу F_p , действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяем по зависимости [13, с.120, ф. 6.5]:

$$F_p = \frac{F_{tp} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0,95 \cdot F_{tp}}{\psi},$$

где $F_{tp} = \frac{2000 \cdot M_{\kappa_1}}{d_{шк}}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$d_{шк}$ – диаметр шкива, мм;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

$\psi = 0,7$ – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot 80,32}{180} = 892,4 \text{ Н},$$

$$F_p = \frac{0,95 \cdot 892,4}{0,7} = 1211,11 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 4.8).

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 4.8):

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \quad -F_{r_1} \cdot b + R_{BX} \cdot (b + c) = 0, \\ R_{BX} &= \frac{-F_{r_1} \cdot b}{b + c} = \frac{-1025,75 \cdot 200}{200 + 50} = -820,6 \text{ Н}, \\ \sum M_B &= 0; \quad -R_{AX} \cdot (b + c) + F_{r_1} \cdot c = 0, \\ R_{AX} &= \frac{-F_{r_1} \cdot c}{b + c} = \frac{-1025,75 \cdot 50}{200 + 50} = -205,15 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_X = 0; \quad R_{AX} + F_{r_1} + R_{BX} = -205,15 + 1025,75 - 820,6 = 0.$$

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 4.8):

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \quad -F_{t_1} \cdot b + R_{BY} \cdot (b + c) = 0, \\ R_{BY} &= \frac{F_{t_1} \cdot b}{b + c} = \frac{2818,24 \cdot 200}{200 + 50} = 2254,6 \text{ Н}, \\ \sum M_B &= 0; \quad -R_{AY} \cdot (b + c) + F_{t_1} \cdot c = 0, \\ R_{AY} &= \frac{F_{t_1} \cdot c}{b + c} = \frac{2818,24 \cdot 50}{200 + 50} = 563,64 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_Y = 0; \quad R_{AY} - F_{t_1} + R_{BY} = 563,64 - 2818,24 + 2254,6 = 0.$$

Определяем опорные реакции от силы F_p (рисунок 4.8):

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \quad F_p \cdot a - R_{Bp} \cdot (b + c) = 0, \\ R_{Bp} &= \frac{F_p \cdot a}{b + c} = \frac{1211,11 \cdot 108}{200 + 50} = 523,19 \text{ Н}, \end{aligned}$$

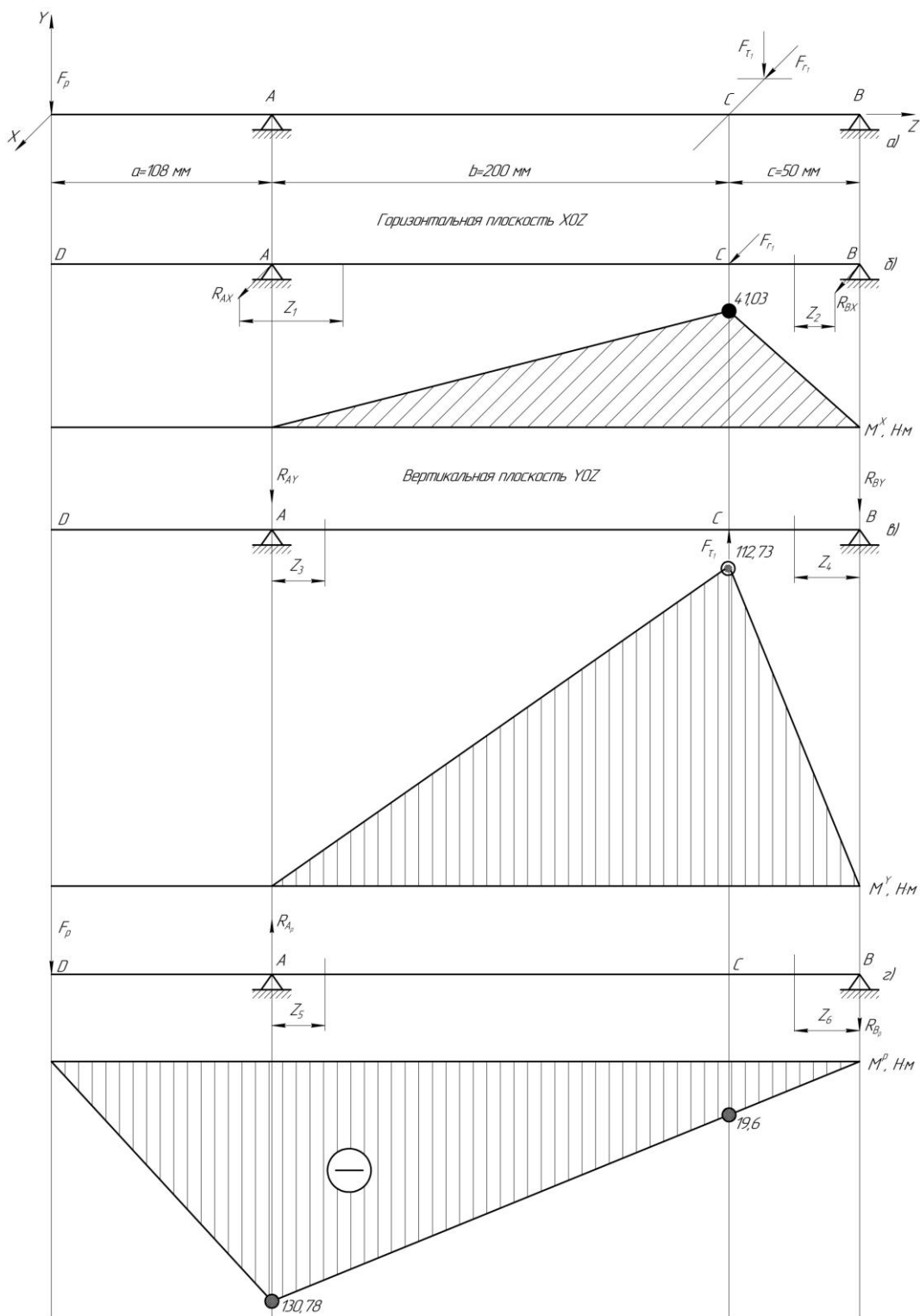


Рисунок 4.8 – Расчетная схема вала I

$$\sum M_B = 0; F_p \cdot (a + b + c) - R_{A_p} (b + c) = 0,$$

$$R_{A_p} = \frac{F_p \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{1211,11 \cdot (108 + 200 + 50)}{200 + 50} = 1734,3 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_Y = 0; -F_p + R_{Ap} - R_{Bp} = -1211,11 + 1734,3 - 523,19 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{Ap} = \sqrt{205,15^2 + 563,64^2} + 1734,3 = 2334,11 \text{ Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{Bp} = \sqrt{820,6^2 + 2254,6^2} + 523,19 = 2922,48 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 4.8):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot Z_1 \quad (0 \leq Z_1 \leq b),$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; \quad M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot b = -(-205,15) \cdot 0,2 = 41,03 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot Z_2 \quad (0 \leq Z_2 \leq c),$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; \quad M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-820,6) \cdot 0,05 = 41,03 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 4.8):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot Z_3 \quad (0 \leq Z_3 \leq b),$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; \quad M_{Z_3=b}^Y = R_{AY} \cdot b = 563,64 \cdot 0,2 = 112,73 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_4}^Y = R_{BY} \cdot Z_4 \quad (0 \leq Z_4 \leq c),$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; \quad M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 2254,6 \cdot 0,05 = 112,73 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент от силы F_p (рисунок 4.8):

$$M_{Z_5}^P = -F_p \cdot Z_5 \quad (0 \leq Z_5 \leq a),$$

$$M_{Z_5=0}^P = 0; \quad M_{Z_5=a}^P = -F_p \cdot a = -1211,11 \cdot 0,108 = -130,78 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^P = -R_{Bp} \cdot Z_6 \quad (0 \leq Z_6 \leq c),$$

$$M_{C=0}^P = 0; \quad M_{C=c}^P = -R_{Bp} \cdot c = -523,19 \cdot 0,05 = -26,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под зубчатым колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^P = \sqrt{41,03^2 + 112,73^2} + 130,78 = 250,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma] = 650 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Момент сопротивления в опасном сечении [12, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м;

$[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{250,74^2 + 0,5 \cdot 80,32^2}}{650} = 395,52 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 395,52}{3,14}} = 15,8 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Исходные данные для расчета вала II:

$$M_{кII} = 310,78; \text{ Н} \cdot \text{м}; d_7 = 92 \text{ мм}; a = 195 \text{ мм}; b = 210 \text{ мм}; c = 180 \text{ мм}.$$

Определяем окружную силу F_{t_2} , действующую в зубчатом зацеплении [13, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кII}}{d_7},$$

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 310,78}{92} = 6756,08 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r_2} , действующая в зубчатом зацеплении [13, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \text{tg } 20^\circ,$$

$$F_{r_2} = 6756,08 \cdot \text{tg } 20^\circ = 2459,01 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 4.9).

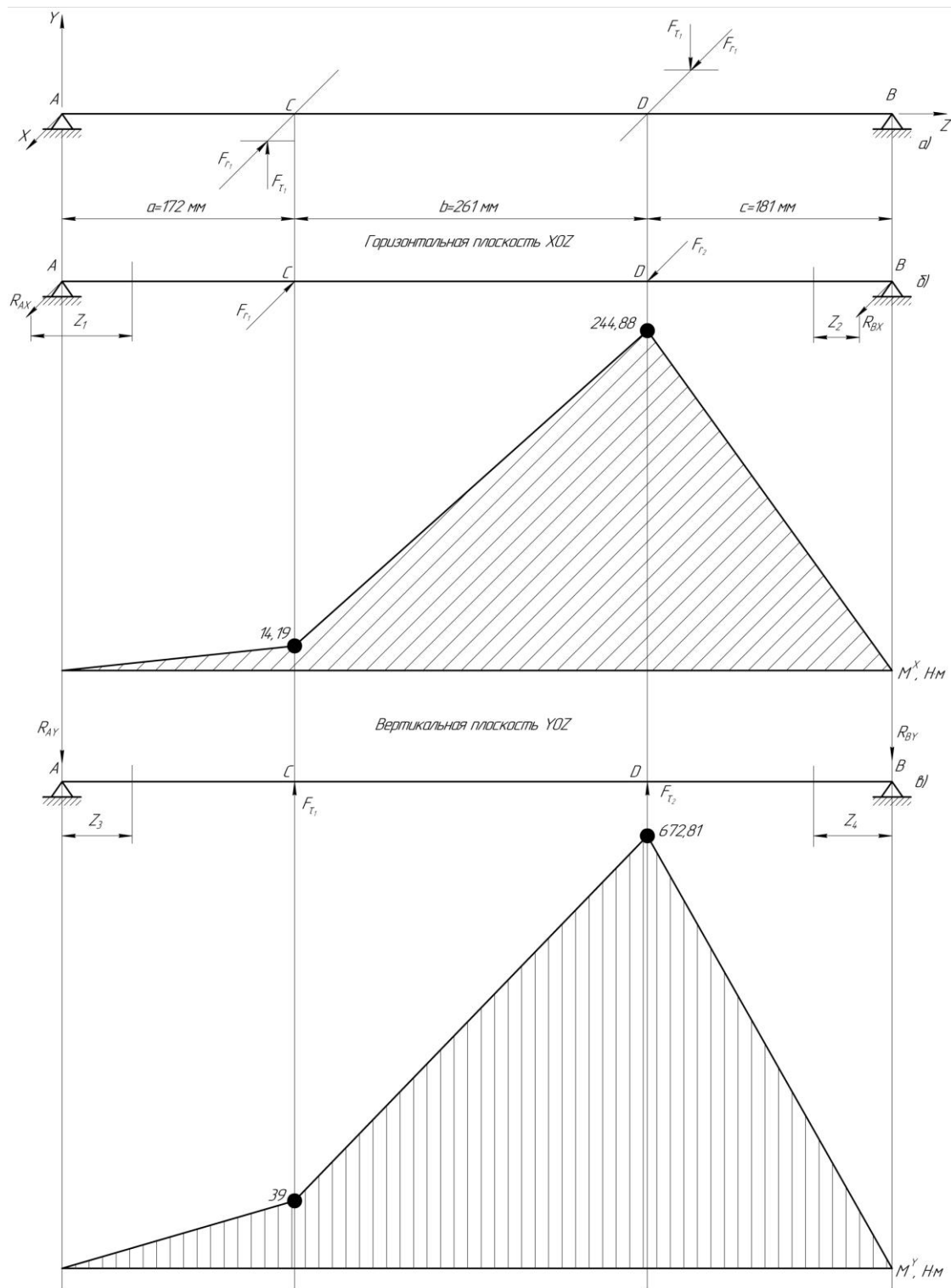


Рисунок 4.9 – Расчетная схема вала II

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 4.9):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a + b) - R_{BX} \cdot (a + b + c) = 0,$$

$$R_{BX} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a + b)}{a + b + c} = \frac{1025,75 \cdot 195 - 2459,01 \cdot (195 + 210)}{195 + 210 + 180} = -1360,48 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; F_{r_2} \cdot c - F_{r_1} \cdot (b + c) + R_{AX} \cdot (a + b + c) = 0,$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{r_2} \cdot c + F_{r_1} \cdot (b + c)}{a + b + c} = \frac{-2459,01 \cdot 180 + 1025,75 \cdot (210 + 180)}{195 + 210 + 180} = -72,78 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} - F_{r_1} + F_{r_2} + R_{BX} = -72,78 - 1025,75 + 2459,01 - 1360,48 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 4.9):

$$\sum M_A = 0; F_{t_1} \cdot a - F_{t_2} \cdot (a + b) + R_{BY} \cdot (a + b + c) = 0,$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{t_1} \cdot a + F_{t_2} \cdot (a + b)}{a + b + c} = \frac{-2818,24 \cdot 195 + 6756,08 \cdot (195 + 210)}{195 + 210 + 180} = 3737,84 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; -F_{t_2} \cdot c + F_{t_1} \cdot (b + c) + R_{AY} \cdot (a + b + c) = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t_2} \cdot c - F_{t_1} \cdot (b + c)}{a + b + c} = \frac{6756,08 \cdot 180 - 2818,24 \cdot (210 + 180)}{195 + 210 + 180} = 200 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} + F_{t_1} - F_{t_2} + R_{BY} = 200 + 2818,24 - 6756,08 + 3737,84 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{(-72,78)^2 + 200^2} = 212,83 \text{ Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{(-1360,48)^2 + 3737,84^2} = 3977,73 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 4.9):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot Z_1 \quad (0 \leq Z_1 \leq a),$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -(-72,78) \cdot 0,195 = 14,19 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot Z_2 \quad (0 \leq Z_2 \leq c),$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-1360,48) \cdot 0,180 = 244,88 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 4.9):

$$M_{Z_3}^Y = R_{AY} \cdot Z_3 \quad (0 \leq Z_3 \leq a),$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=a}^Y = R_{AY} \cdot a = 200 \cdot 0,195 = 39 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_4}^Y = R_{BY} \cdot Z_4 \quad (0 \leq Z_4 \leq c),$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; \quad M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 3737,84 \cdot 0,180 = 672,81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под вторым зубчатым зацеплением:

$$M_c = \sqrt{(M_c^X)^2 + (M_c^Y)^2} = \sqrt{244,88^2 + 672,81^2} = 715,98 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma] = 650 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Тогда,

$$W = \frac{\sqrt{715,98^2 + 0,5 \cdot 310,78^2}}{650} = 1,1 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,1}{3,14}} = 2,23 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет исследуемого шпиндельного узла

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

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения [15, с. 180]:

$$\delta_{\Sigma} = P \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{l \cdot a^2 \cdot (1 - \xi)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 (1 - \xi) + j_B \cdot (l + a (1 - \xi))^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] \pm Q \cdot (1 - \xi) \left[\frac{j_A \cdot (l + a) - j_B (l - b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} + \frac{a(b^3 + 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2)}{3 \cdot E \cdot J_2 \cdot l} \right],$$

где E – модуль упругости материала шпинделя, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

J_1, J_2 – осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя;

j_A, j_B – радиальная жесткость опор;

b – расстояние от приводного элемента до опоры, $b = 0,130$ м ;

a – длина консоли, $a = 0,110$ м ;

l – длина межопорного участка шпинделя, $l = 0,515$ м .

Величины P и Q принимают как составляющие сил, приведенные к одной плоскости.

Определяем составляющую силы резания P_z :

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot P_{\text{эф}}}{V_p},$$

где $P_{\text{эф}} = 6$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

V_p – расчетная скорость резания, м/мин [13, с. 39]:

$$V_p = \frac{\pi D_{\text{max}} n_p}{1000},$$

где $D_{\text{max}} = 400$ мм – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

$n_p = 60$ мин⁻¹ – расчетная частота вращения заготовки.

Тогда,

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 60}{1000} = 75,36 \text{ м/мин},$$

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{75,36} = 4777,07 \text{ Н}.$$

Составляющая силы резания P_y определяется по формуле:

$$P_y = (0,3-0,5) \cdot P_z,$$

$$P_y = 0,4 \cdot 4777,07 = 1910,82 \text{ Н}.$$

Суммарная сила резания определяем по формуле:

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2},$$

$$P = \sqrt{4777,07^2 + 1910,82^2} = 5145,05 \text{ Н}.$$

Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

$$Q = \sqrt{F_{\tau_2}^2 + F_{r_2}^2},$$

$$Q = \sqrt{6756,08^2 + 2459,01^2} = 7189,66 \text{ Н}.$$

Далее в рамках исследования рассматриваются несколько вариантов шпинделя с разными геометрическими параметрами и разных направлениях прикладывание сил резания, для двух вариантов схемы установки подшипников (см. рисунок 4.6).

На рисунке 4.10 представлены основные размеры шпиндельного узла.

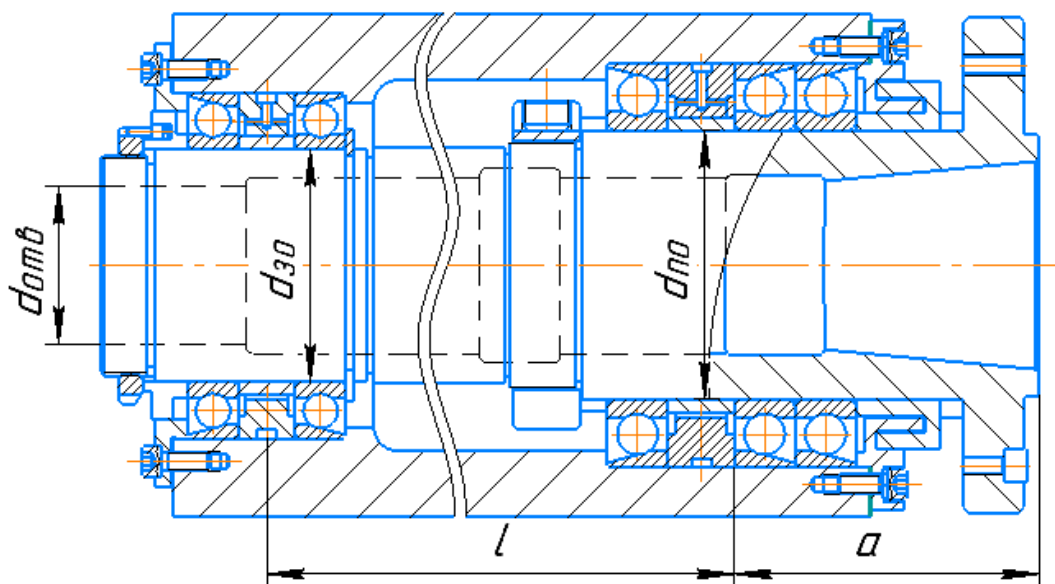


Рисунок 4.10– Основные диаметральные размеры шпинделя

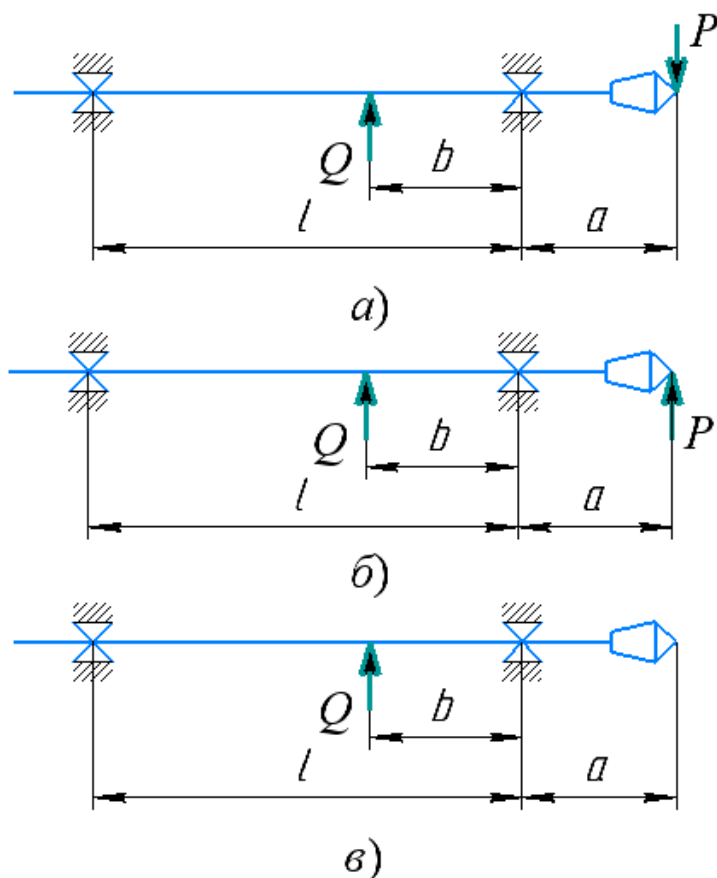
В таблице 4.1 приведены исходные данные для расчета шпиндельного узла встроенного привода главного движения.

Таблица 4.1 – Основные диаметральные размеры шпинделя

№	Диаметр шпинделя под передней опоры, $d_{по}$, мм	Диаметр шпинделя под задней опоры, d_{30} , мм	Диаметр сквозного отверстия, $d_{отв}$, мм
1	110	85	54
2	110	85	64
3	110	85	0
4	90	65	54
5	90	65	0
6	90	85	54
7	90	85	64
8	90	85	0

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [12, с. 88].

На рисунке 4.11 представлены расчетные схемы шпиндельного узла.



P – сила резания; Q – сила, действующая от зубчатой передачи

Рисунок 4.11 – Расчетная схема шпиндельного узла

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , направлены противоположно (см. рисунок 4.11, а).

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=54\text{мм}$, коэффициент защемления $\xi = 0,2$; исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 4.12; $j_{\text{по}} = 2910072 \text{ Н/мм}$, $j_{30} = 652992 \text{ Н/мм}$ – радиальная жесткость опор.



Рисунок 4.12 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 70^4) = 11,18 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 54^4) = 3,09 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

$$Q = \sqrt{6756,08^2 + 2459,01^2} = 7189,66 \text{ Н}.$$

Тогда,

$$\begin{aligned} \delta_{\Sigma} = & 5145,05 \cdot \left[\frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,18 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot 110^2 \cdot (1-0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. + \frac{2910072 \cdot 110^2 \cdot (1-0,2) + 652992 \cdot (515 + 110 + (1-0,2))^2}{2910072 \cdot 652992 \cdot 515^2} \right] + \\ & + 7189,66 \cdot (1-0,2) \cdot \left\{ \frac{2910072 \cdot (515 + 110) - 652992 \cdot (515 - 130)}{2910072 \cdot 652992 \cdot 515^2} + \right. \\ & \left. + \frac{110 \cdot (130^3 + 2 \cdot 515^2 \cdot 130 - 3 \cdot 515 \cdot 130^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6 \cdot 515} \right\} = \\ & = 0,045 \text{ мм} = 45 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=64\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,3$;

исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 4.13; $j_{\text{по}} = 59677902 \text{ Н/мм}$, $j_{30} = 9000000 \text{ Н/мм}$ — радиальная жесткость опор.

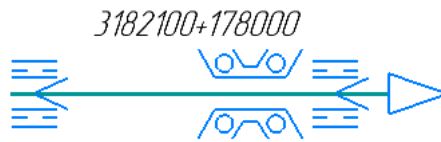


Рисунок 4.13 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 74^4) = 10,89 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 64^4) = 2,69 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

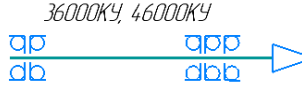
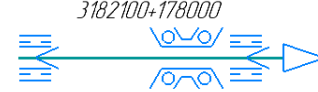
$$Q = \sqrt{6756,08^2 + 2459,01^2} = 7189,66 \text{ Н}.$$

Тогда,

$$\begin{aligned} \delta_{\Sigma} = & 5145,05 \cdot \left[\frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,18 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot 110^2 \cdot (1 - 0,3)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. + \frac{59677902 \cdot 110^2 \cdot (1 - 0,3) + 9000000 \cdot (515 + 110 + (1 - 0,3))^2}{59677902 \cdot 9000000 \cdot 515^2} \right] + \\ & + 7189,66 \cdot (1 - 0,3) \cdot \left\{ \frac{59677902 \cdot (515 + 110) - 9000000 \cdot (515 - 130)}{59677902 \cdot 9000000 \cdot 515^2} + \right. \\ & \left. + \frac{110 \cdot (130^3 + 2 \cdot 515^2 \cdot 130 - 3 \cdot 515 \cdot 130^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6 \cdot 515} \right\} = \\ & = 0,043 \text{ мм} = 43 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя (для схемы нагружения рисунок 4.11, а) рассчитывалось и для других вариантов исследуемого шпиндельного узла по представленной методике, результаты сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя

Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 4.10)			Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя, мкм	
	$d_{\text{по}}, \text{ мм}$	$d_{\text{зо}}, \text{ мм}$	$d_{\text{отв}}, \text{ мм}$		
1	110	85	54	45	37
2	110	85	64	51	43
3	110	85	0	40	33
4	90	65	54	148	127
5	90	65	0	102	87
6	90	85	54	47	39
7	90	85	64	53	44
8	90	85	0	41	35

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , направлены в одну сторону (см. рисунок 4.11, б).

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{\text{зо}}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=54\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;
исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 4.12; $j_{\text{по}} = 2910072 \text{ Н/мм}$, $j_{\text{зо}} = 652992 \text{ Н/мм}$ – радиальная жесткость опор.

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 70^4) = 11,18 \cdot 10^6 \text{ мм}^4 ,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 54^4) = 3,09 \cdot 10^6 \text{ мм}^4 .$$

Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

$$Q = \sqrt{6756,08^2 + 2459,01^2} = 7189,66 \text{ Н} .$$

Тогда,

$$\delta_{\Sigma} = 5145,05 \cdot \left[\frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,18 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot 110^2 \cdot (1-0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6} + \frac{2910072 \cdot 110^2 \cdot (1-0,2) + 652992 \cdot (515 + 110 + (1-0,2))^2}{2910072 \cdot 652992 \cdot 515^2} \right] -$$

$$-7189,66 \cdot (1-0,2) \cdot \left\{ \frac{2910072 \cdot (515 + 110) - 652992 \cdot (515 - 130)}{2910072 \cdot 652992 \cdot 515^2} + \frac{110 \cdot (130^3 + 2 \cdot 515^2 \cdot 130 - 3 \cdot 515 \cdot 130^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6 \cdot 515} \right\} =$$

$$= 0,012 \text{ мм} = 12 \text{ мкм}.$$

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=64\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,3$;

исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 4.13; $j_{\text{по}} = 59677902 \text{ Н/мм}$, $j_{30} = 9000000 \text{ Н/мм}$ – радиальная жесткость опор.

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 74^4) = 10,89 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 64^4) = 2,69 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

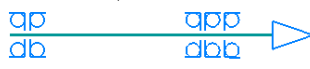
$$Q = \sqrt{6756,08^2 + 2459,01^2} = 7189,66 \text{ Н}.$$

Тогда,

$$\delta_{\Sigma} = 5145,05 \cdot \left[\frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,18 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot 110^2 \cdot (1-0,3)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6} + \frac{59677902 \cdot 110^2 \cdot (1-0,3) + 9000000 \cdot (515 + 110 + (1-0,3))^2}{59677902 \cdot 9000000 \cdot 515^2} \right] - 7189,66 \cdot (1-0,3) \cdot \left\{ \frac{59677902 \cdot (515 + 110) - 9000000 \cdot (515 - 130)}{59677902 \cdot 9000000 \cdot 515^2} + \frac{110 \cdot (130^3 + 2 \cdot 515^2 \cdot 130 - 3 \cdot 515 \cdot 130^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6 \cdot 515} \right\} = 0,014 \text{ мм} = 14 \text{ мкм}.$$

В таблице 4.3 сведены результаты расчетов радиальных упругих перемещений переднего конца шпинделя в зависимости от его геометрических параметров, которые были определены по представленной выше методике (для схемы нагружения рисунок 4.11, б).

Таблица 4.3 – Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя

Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 4.10)			Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя, мкм	
	$d_{\text{по}}, \text{ мм}$	$d_{30}, \text{ мм}$	$d_{\text{отв}}, \text{ мм}$	<i>36000КЧ, 46000КЧ</i> 	<i>3182100+178000</i> 
1	110	85	54	12	12
2	110	85	64	14	14
3	110	85	0	11	10
4	90	65	54	48	44
5	90	65	0	32	30
6	90	85	54	11	11
7	90	85	64	13	13
8	90	85	0	10	9

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя:
действует только сила от зубчатой передачи (см. рисунок 4.11, в):

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=54\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;
 исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 4.12; $j_{\text{но}} = 2910072 \text{ Н/мм}$, $j_{30} = 652992 \text{ Н/мм}$ — радиальная жесткость опор.

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4),$$

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 70^4) = 11,18 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 54^4) = 3,09 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

$$Q = \sqrt{F_{r_2}^2 + F_{r_2}^2},$$

$$Q = \sqrt{6756,08^2 + 2459,01^2} = 7189,66 \text{ Н}.$$

$$\begin{aligned} \delta_{\Sigma} = 0 \cdot & \left[\frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,18 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot 110^2 \cdot (1 - 0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. + \frac{2910072 \cdot 110^2 \cdot (1 - 0,2) + 652992 \cdot (515 + 110 + (1 - 0,2))^2}{2910072 \cdot 652992 \cdot 515^2} \right] - \\ & - 7189,66 \cdot (1 - 0,2) \cdot \left\{ \frac{2910072 \cdot (515 + 110) - 652992 \cdot (515 - 130)}{2910072 \cdot 652992 \cdot 515^2} + \right. \\ & \left. + \frac{110 \cdot (130^3 + 2 \cdot 515^2 \cdot 130 - 3 \cdot 515 \cdot 130^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6 \cdot 515} \right\} = \\ & = 0,028 \text{ мм} = 28 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=64\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,3$;

исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 4.13; $j_{\text{по}} = 59677902 \text{ Н/мм}$, $j_{30} = 9000000 \text{ Н/мм}$ – радиальная жесткость опор.

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4),$$

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 74^4) = 10,89 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 64^4) = 2,69 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

$$\begin{aligned} \delta_{\Sigma} = 0 \cdot & \left[\frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,18 \cdot 10^6} + \frac{515 \cdot 110^2 \cdot (1 - 0,3)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. + \frac{59677902 \cdot 110^2 \cdot (1 - 0,3) + 9000000 \cdot (515 + 110 + (1 - 0,3))^2}{59677902 \cdot 9000000 \cdot 515^2} \right] - \\ & - 7189,66 \cdot (1 - 0,3) \cdot \left\{ \frac{59677902 \cdot (515 + 110) - 9000000 \cdot (515 - 130)}{59677902 \cdot 9000000 \cdot 515^2} + \right. \\ & \left. + \frac{110 \cdot (130^3 + 2 \cdot 515^2 \cdot 130 - 3 \cdot 515 \cdot 130^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,03 \cdot 10^6 \cdot 515} \right\} = \\ & = 0,029 \text{ мм} = 29 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

В таблице 4.4 сведены результаты расчетов радиальных упругих перемещений переднего конца шпинделя (для схемы нагружения 4.11, в) в зависимости от его геометрических параметров, которые были определены по представленной выше методике.

Таблица 4.4 – Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя

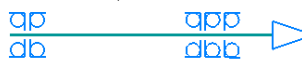
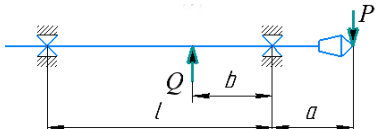
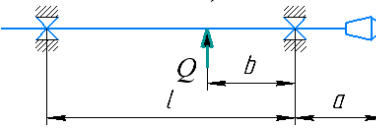
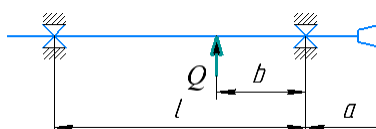
Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 4.10)			Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя, мкм	
	$d_{\text{по}}, \text{ мм}$	$d_{\text{зо}}, \text{ мм}$	$d_{\text{отв}}, \text{ мм}$	<div> <div>36000КЧ, 46000КЧ</div>  </div>	<div> <div>3182100+178000</div>  </div>
1	110	85	54	28	25
2	110	85	64	33	29
3	110	85	0	25	22
4	90	65	54	85	97
5	90	65	0	67	58
6	90	85	54	28	25
7	90	85	64	33	29
8	90	85	0	25	22

Таблица 4.5 – Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя встроенного привода главного движения

Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 4.10)			Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя, мкм					
				<div> <div>Схема нагружения а)</div>  </div>		<div> <div>Схема нагружения б)</div>  </div>		<div> <div>Схема нагружения в)</div>  </div>	
				Схема установки подшипников		Схема установки подшипников		Схема установки подшипников	
	$d_{\text{по}}, \text{ мм}$	$d_{\text{зо}}, \text{ мм}$	$d_{\text{отв}}, \text{ мм}$	I	I I	I	I I	I	I I
1	110	85	54	45	37	12	12	28	25
2	110	85	64	51	43	14	14	33	29
3	110	85	0	40	33	11	10	25	22
4	90	65	54	148	127	48	44	85	97
5	90	65	0	102	87	32	30	67	58
6	90	85	54	47	39	11	11	28	25
7	90	85	64	53	44	13	13	33	29
8	90	85	0	41	35	10	9	25	22

Примечание. Схема установки подшипников шпиндельного узла приведена ниже

360000У, 460000У



I)

3182100+178000



II)

Выводы по разделу:

1. Анализ полученных данных (таблица 4.5) для встроенного привода показывает, (см. исследование 1) что:

- если составляющая силы резания (P) и силы от зубчатой передачи (Q) имеют разное направление (схема нагружения a), то радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя ($d_{\text{по}}=110$ мм, $d_{\text{зо}}=85$ мм, $d_{\text{отв}}=54$ мм) составляет 45 мкм по схеме установки подшипников I и 37 мкм по схеме установки подшипников II , т.е. соответственно жесткость шпинделя увеличивается в 1,22 раз;
- если составляющая силы резания (P) и силы от зубчатой передачи (Q) имеют одинаковое направление (схема нагружения b), то перемещение переднего конца шпинделя для обеих схем установки подшипников (I или II) составляет 12 мкм, т.е. жесткость, по сравнению со схемой нагружения a), увеличивается в 3,08...3,75 раза в зависимости от схем установки подшипников;
- для того чтобы оценить какой вклад в радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя вносит составляющая силы резания, принимаем $P=0$ (схема нагружения $в$), т.е. на шпиндель действует только сила от зубчатой передачи. Установлено, что доля от силы резания в сравнении со схемой нагружения a) составляет 60,7% (схема установки подшипников I) и 48% (схема установки подшипников II), при этом радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя увеличивается из-за направления силы резания. А в сравнении со схемой нагружения b) составляет 57,1% (схема установки подшипников I) и 52% (схема установки подшипников II);

2. Для того чтобы оценить влияние диаметра сквозного отверстия проходящего через шпиндель на его жесткость было проведено исследование 2 (таблица 4.5), при этом диаметр $d_{\text{отв}}$ был увеличен на 10 мм по сравнению с исследованием 1. Анализ результатов показывает, что радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя увеличилось в

1,13...1,17 раз, в зависимости от схемы нагружения и схемы установки подшипников.

3. Для того чтобы оценить какой вклад в радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя вносит сквозное отверстие проходящее через шпиндель принимаем $d_{\text{отв}}=0$ (см. исследование 3). Установлено, жесткость увеличивается от 9% до 14% по сравнению с результатами исследования 1 соответственно.

4. Также в таблице 4.5 представлены результаты влияния изменения геометрических параметров шпинделя ($d_{\text{по}}$, $d_{\text{зо}}$, $d_{\text{отв}}$) на величину радиального упругого перемещения переднего конца – исследования 4...8. Например, при уменьшении $d_{\text{по}}$ до 90 мм (см. исследование 4) – жесткость уменьшается почти в 3 раза по сравнению с результатами исследования 1.

5 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ РАЗДЕЛЬНОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНОГО СТАНКА

5.1 Кинематический расчет привода главного движения

Подробный кинематический расчет привода главного движения приведен в предыдущем разделе. В отличие от встроенного привода в раздельном приводе добавится ременная передача, шпиндельный узел устанавливается в шпиндельной бабке. График частот вращения раздельного привода приведен на рисунке 5.1.

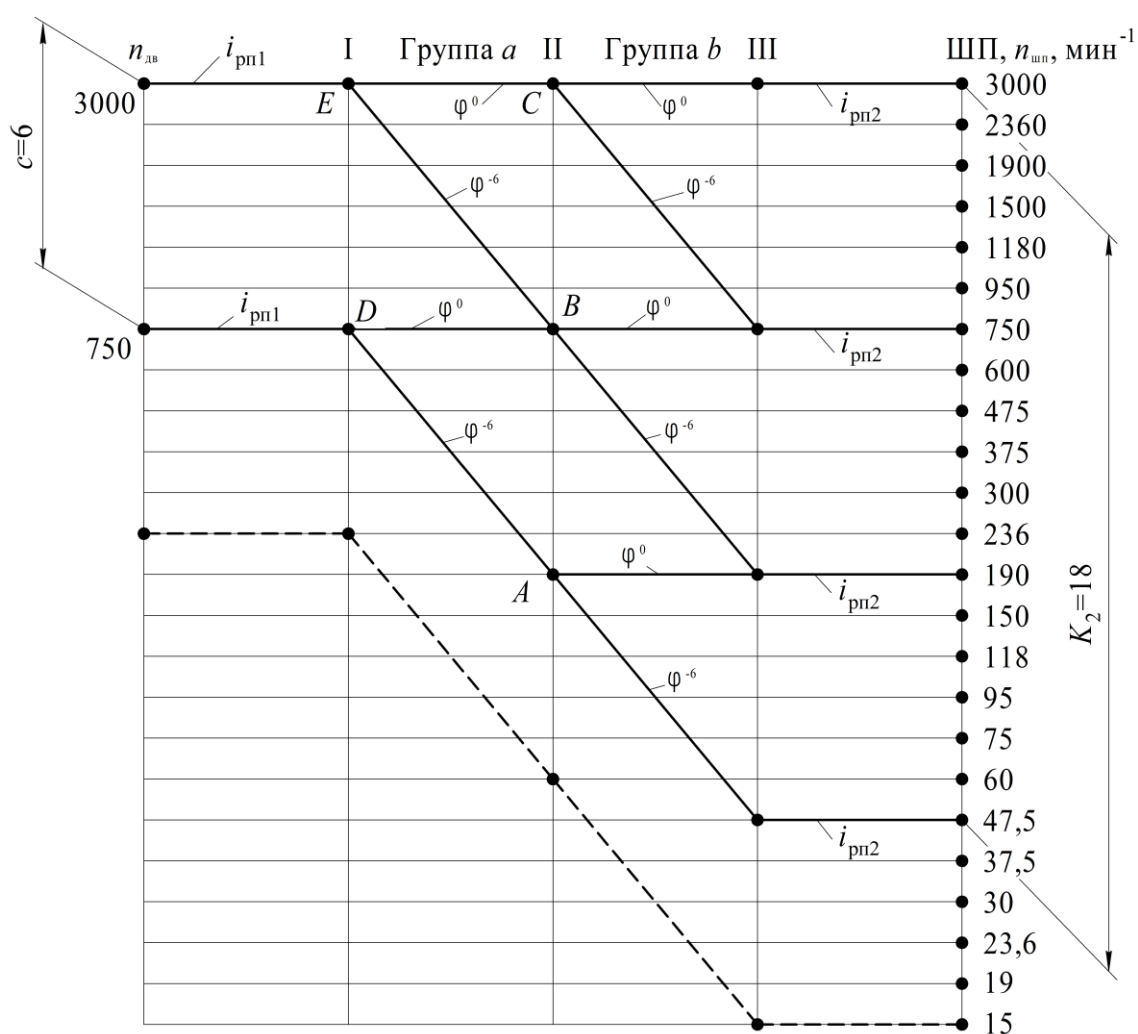


Рисунок 5.1 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 5.2 представлена кинематическая схема спроектированного раздельного привода главного движения станка.

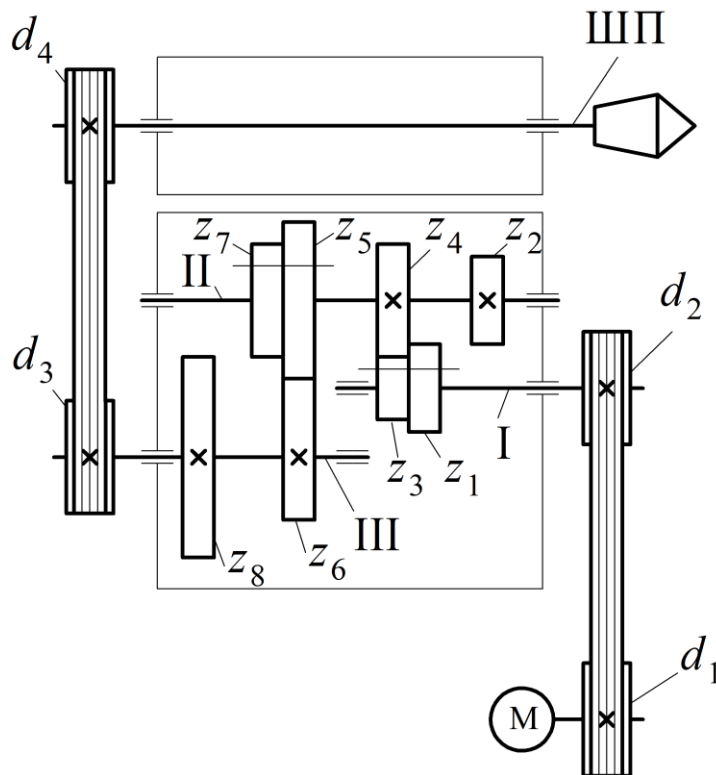


Рисунок 5.2 – Схема кинематическая раздельного привода
главного движения станка

Ременная передача i_{pn2} :

$$\text{передаточное отношение} - i_{pn2} = \frac{n_{III}}{n_{III\ II}} = \frac{3000}{3000} = 1 \quad \text{или} \quad i_{pn2} = \frac{n_{III}}{n_{III\ II}} = \frac{750}{750} = 1$$

(см. рисунок 5.1.1).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{pn2} = 1$ необходимо определить диаметры ведущего d_3 и ведомого d_4 шкивов.

Принимаем $d_3 = 200 \text{ мм}$ [13].

Определяем скорость ремня [13, с. 93, ф. 4.24]:

$$V = \frac{\pi d_3 n_{III}}{60000},$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 750}{60000} = 7,85 \text{ м/с} - \text{при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 3000}{60000} = 31,4 \text{ м/с} - \text{при } n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем диаметр ведомого шкива [13, с. 93, ф. 4.25]:

$$d_4 = 200 \cdot 1(1 - 0,015) = 197 \text{ мм} ,$$

принимаем $d_2 = 200 \text{ мм}$ [13, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [13, с. 93, ф. 4.26]:

$$i_{\text{пн2}} = \frac{200}{200(1 - 0,015)} = 1,01 .$$

Оптимальное значение межосевого расстояния определяем по формуле:

$$a_{\text{опт}} = c d_4 ,$$

принимаем $c = 1,35$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,35 \cdot 200 = 270 \text{ мм} .$$

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

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

$$\Delta = \frac{200 - 200}{2} = 0 \text{ мм} ,$$

$$L_p = 2 \cdot 270 + 3,14 \cdot 200 + \frac{0^2}{270} = 1168 \text{ мм} .$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [13, с. 86], принимаем $L_p = 1120 \text{ мм}$.

Межосевое расстояние [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{1120 - 3,14 \cdot 200}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1120 - 3,14 \cdot 200)^2 - 8 \cdot 0^2} = 246 \text{ мм} .$$

Угол между ветвями ремня определяем [13, с. 94, ф. 4.30]:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{0}{246} = 0^\circ .$$

Определяем угол обхвата ремнем меньшего шкива [13, с. 94, ф. 4.31]:

$$\alpha = (180 - 0) = 180^\circ - \text{условие выполняется} .$$

Определяем число пробегов ремня [13, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000 \cdot 31,4}{1000} = 31,4 \text{ с}^{-1} .$$

На рисунке 5.3 представлена схема кинематическая разрабатываемого
раздельного привода главного движения станка.

Определяем минимальные диаметры валов (диаметров под подшипники) [12, с. 86]:

$$d_{\text{I min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,99}{750}} = 35,33 \text{ MM} ,$$

$$d_{\text{II min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,68}{190}} = 49,32 \text{ мм},$$

54

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,37}{47,5}} = 69,03 \text{ мм} ,$$

принимаем $d_{III \min} = 70 \text{ мм} .$

Межцентровое расстояние ременных передач, расстояние между валами (было определено в разделе 4.1).

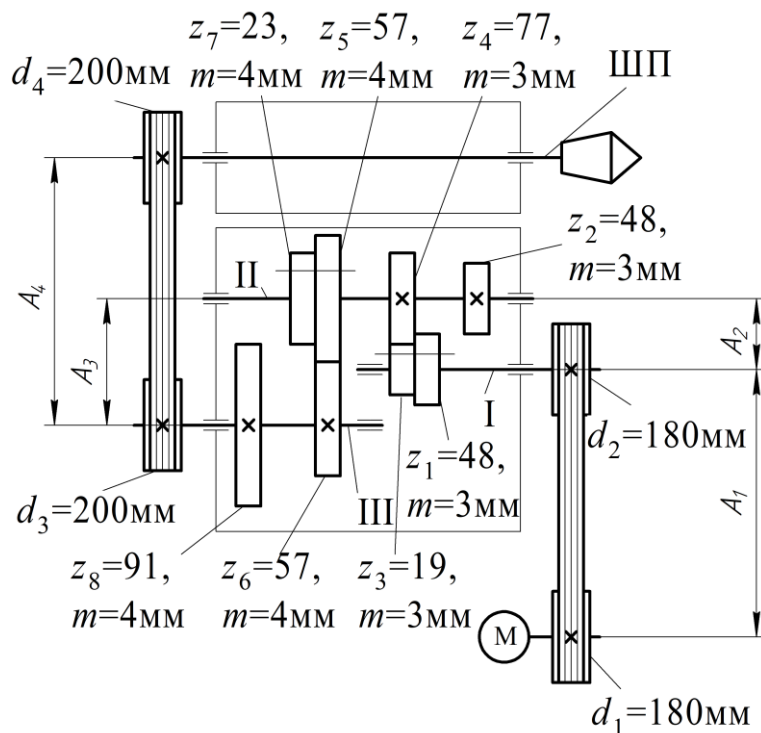


Рисунок 5.4 – Схема кинематическая раздельного привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

5.2 Силовой расчет привода главного движения

Расчет валов на прочность

На рисунке 5.5 представлена расчетная схема свертки проектированной коробки скоростей.

Ниже представлены силовые расчеты коробки скоростей, выполненные по методике, изложенной в работе авторов [13, с. 46].

Исходные данные для расчета вала III:

$$M_{кIII} = 1173,46 \text{ Н} \cdot \text{м} ; d_3 = 364 \text{ мм} ; d_2 = 200 \text{ мм} ; a = 58 \text{ мм} ; b = 40 \text{ мм} ; c = 172 \text{ мм} .$$

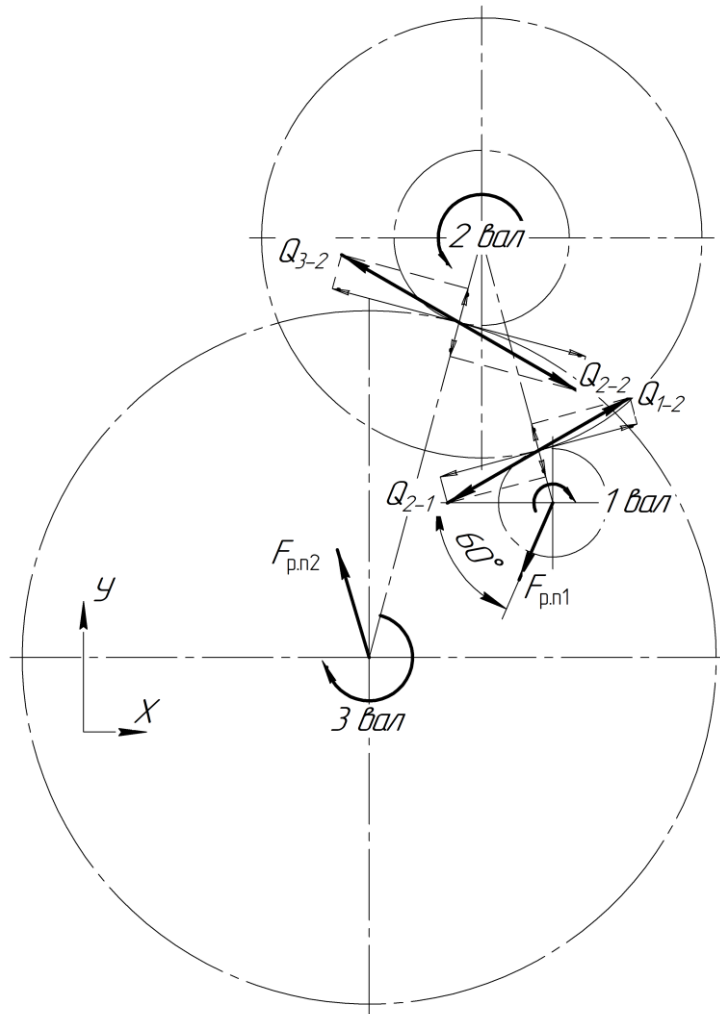


Рисунок 5.5 – Расчетная схема шестерни модернизированной коробки скоростей

Определяем окружную силу F_{t_1} , действующую в зубчатом зацеплении [13, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к1}}{d_3},$$

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1173,05}{364} = 6445,32 \text{ Н.}$$

Определяем радиальную силу F_{r_1} , действующая в зубчатом зацеплении [13, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ,$$

$$F_{r_1} = 6445,32 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2345,90 \text{ Н.}$$

Силу F_p , действующую на вал от ременной передачи, определяем по зависимости [13, с.120, ф. 6.5]:

$$F_p = \frac{F_{tp} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0,95 \cdot F_{tp}}{\psi},$$

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot 1173,05}{200} = 11730,5 \text{ Н},$$

$$F_p = \frac{0,95 \cdot 11730,5}{0,7} = 15919,96 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала III (рисунок 5.6).

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 5.6):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{r_1} \cdot b - R_{BX} \cdot (b + c) = 0,$$

$$R_{BX} = \frac{-F_{r_1} \cdot b}{b + c} = \frac{-2345,90 \cdot 40}{172 + 40} = -442,62 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{AX} \cdot (b + c) + F_{r_1} \cdot c = 0,$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{r_1} \cdot c}{b + c} = \frac{-2345,90 \cdot 172}{172 + 40} = -1903,27 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_X = 0; \quad R_{AX} + F_{r_1} + R_{BX} = -442,62 + 2345,90 - 1903,27 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 5.6):

$$\sum M_A = 0; \quad -F_{t_1} \cdot b + R_{BY} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_{t_1} \cdot b}{b + c} = \frac{6445,32 \cdot 172}{172 + 40} = 5229,23 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{AY} \cdot (b + c) + F_{t_1} \cdot c = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t_1} \cdot c}{b + c} = \frac{6445,32 \cdot 40}{172 + 40} = 1216,09 \text{ Н}.$$

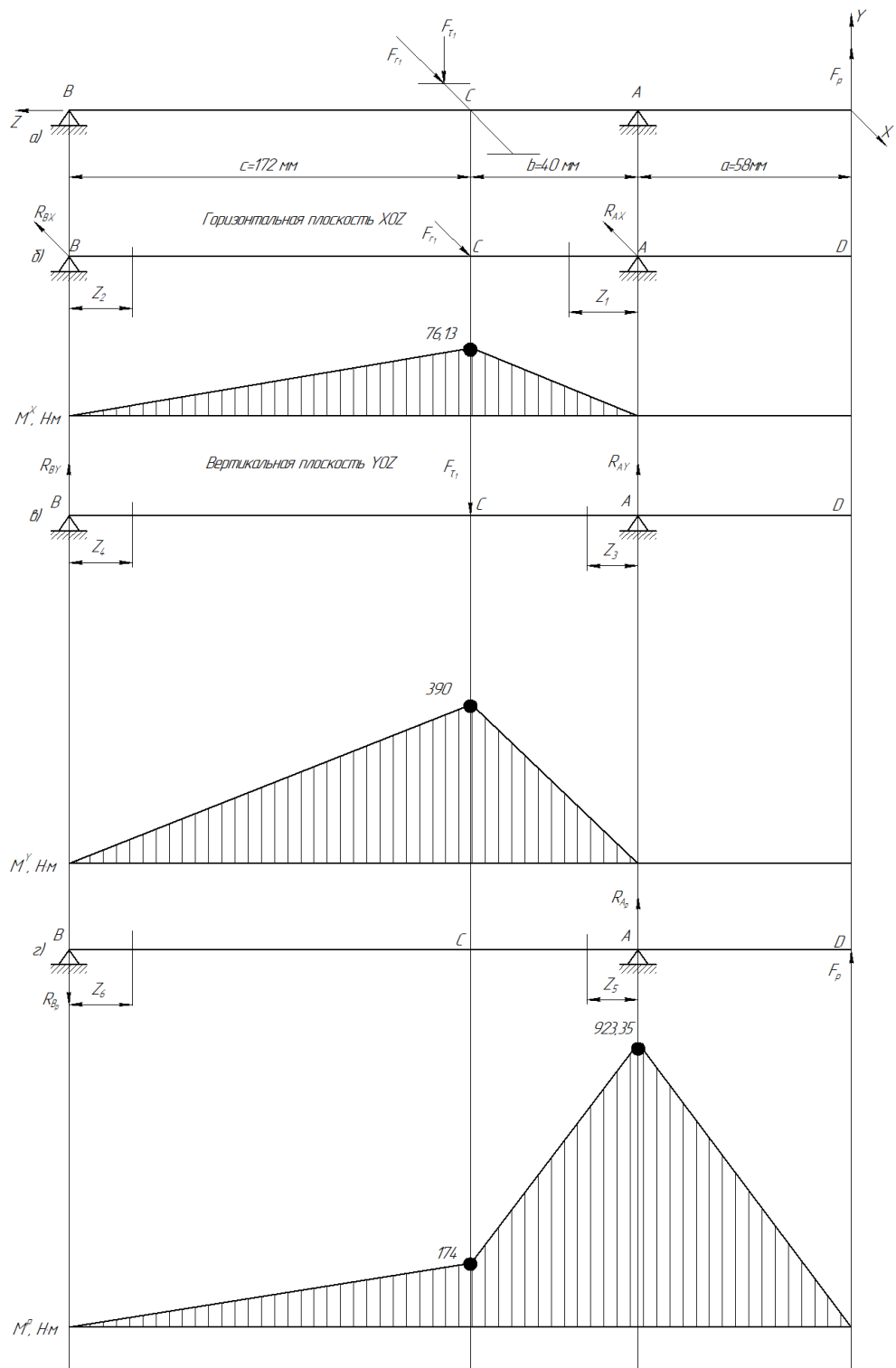


Рисунок 5.6 – Расчетная схема вала III

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_Y = 0; \quad R_{AY} - F_{t_1} + R_{BY} = 1216,09 - 6445,32 + 5229,23 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции от силы F_p (рисунок 5.6):

$$\sum M_A = 0; -F_p \cdot a - R_{Bp} \cdot (b + c) = 0,$$

$$R_{Bp} = \frac{-F_p \cdot a}{b + c} = \frac{-15919,96 \cdot 58}{172 + 40} = -4355,46 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; F_p \cdot (a + b + c) - R_{Ap} \cdot (b + c) = 0,$$

$$R_{Ap} = \frac{-F_p \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{-15919,96 \cdot (58 + 172 + 40)}{172 + 40} = -20275,42 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum F_Y = 0; F_p + R_{Ap} - R_{Bp} = 15919,96 - 20275,42 + 4355,46 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{Ap} = \sqrt{1903,27^2 + 1216,09^2} + 20275,42 = 22534,02 \text{ Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{Bp} = \sqrt{442,62^2 + 5229,23^2} + 4355,46 = 9603,38 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 5.6):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot Z_1 \quad (0 \leq Z_1 \leq b),$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot b = -(-1903,27) \cdot 0,040 = 76,13 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot Z_2 \quad (0 \leq Z_2 \leq c),$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-442,62) \cdot 0,172 = 76,13 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 5.6):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot Z_3 \quad (0 \leq Z_3 \leq b),$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=b}^Y = -R_{AY} \cdot b = 1216,09 \cdot 0,040 = 48,64 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_4}^Y = R_{BY} \cdot Z_4 \quad (0 \leq Z_4 \leq c),$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 2271,84 \cdot 0,172 = 390,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент от силы F_p (рисунок 5.6):

$$M_{Z_5}^P = F_p \cdot Z_5 \quad (0 \leq Z_5 \leq a),$$

$$M_{Z_5=0}^P = 0; M_{Z_5=a}^P = F_p \cdot a = 15919,96 \cdot 0,058 = 923,35 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^P = -R_{Bp} \cdot Z_6 \quad (0 \leq Z_6 \leq c),$$

$$M_{C=0}^P = 0; \quad M_{C=c}^P = -R_{Bp} \cdot b = 4355,46 \cdot 0,040 = 174,21 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тогда,

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^P = \sqrt{76,13^2 + 390^2} + 174,21 = 571,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016.

Тогда,

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2,4}{3,14}} = 2,90 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет шпиндельного узла

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя раздельного привода с разгруженным шкивом рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения [15, с. 180]:

$$\delta_{\Sigma} = P \cdot \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\xi)}{J_2} \right] + \frac{1}{j_A} + \left[\frac{l + a \cdot (1-\xi)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\xi)}{j_B \cdot l^2} + \frac{a}{G \cdot S_1} + \frac{a^2 \cdot (1-\xi)}{G \cdot S_2 \cdot l} \right\},$$

где a – длина консоли, $a = 0,125 \text{ м}$;

l – длина межопорного участка шпинделя, $l = 0,500 \text{ м}$.

G – модуль сдвига материала шпинделя, МПа: $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;

S_1 – площадь сечения переднего конца шпинделя, мм^2 ;

S_2 – площадь сечения межопорной части шпинделя, мм^2 .

Определяем составляющую силы резания P_z :

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot P_{\text{эф}}}{V_p},$$

$$V_p = \frac{\pi D_{\max} n_p}{1000},$$

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 60}{1000} = 75,36 \text{ м/мин},$$

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{75,36} = 4777,07 \text{ Н}.$$

Составляющая силы резания P_y определяется по формуле:

$$P_y = (0,3-0,5) \cdot P_z,$$

$$P_y = 0,4 \cdot 4777,07 = 1910,82.$$

Суммарная сила резания рассчитывается по формуле:

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2},$$

$$P = \sqrt{4777,07^2 + 1910,82^2} = 5145,05.$$

Далее в рамках исследования рассматриваем несколько вариантов шпинделей с разными геометрическими параметрами для двух вариантов схемы установки подшипников (см. рисунки 5.9, 5.10).

На рисунке 5.7 представлены основные размеры шпиндельного узла.

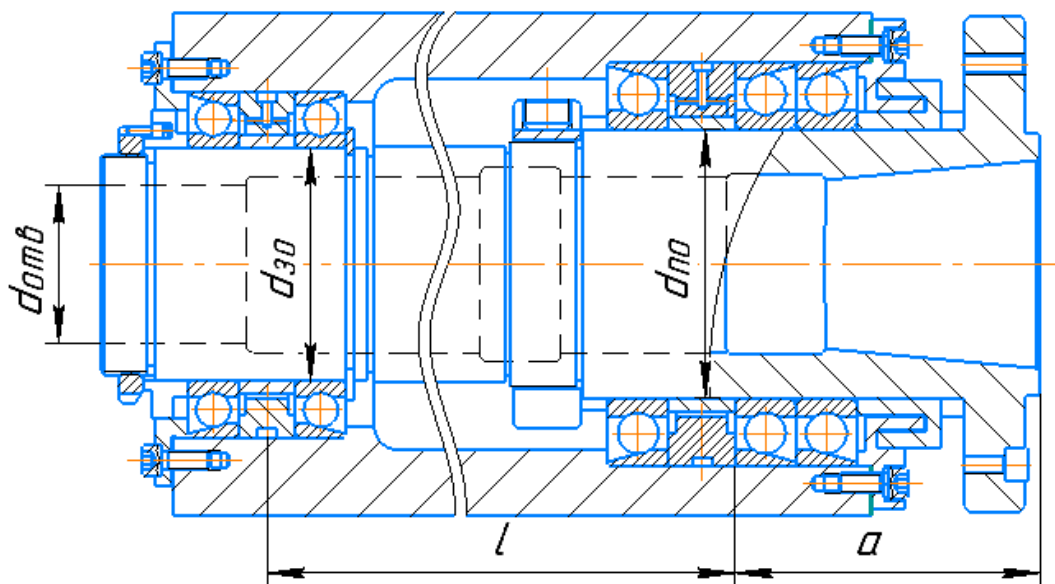


Рисунок 5.7– Основные диаметральные размеры шпинделя

В ниже представленной таблице приведены исходные данные для расчета шпиндельного узла встроенного привода главного движения.

Таблица 5.1 – Основные диаметральные размеры шпинделя

№	Диаметр шпинделя под передней опоры, $d_{по}$, мм	Диаметр шпинделя под задней опоры, $d_{зо}$, мм	Диаметр сквозного отверстия, $d_{отв}$, мм
1	110	85	54
2	110	85	64
3	110	85	0
4	90	65	54
5	90	65	0
6	90	85	54
7	90	85	64
8	90	85	0

На рисунке 5.8 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

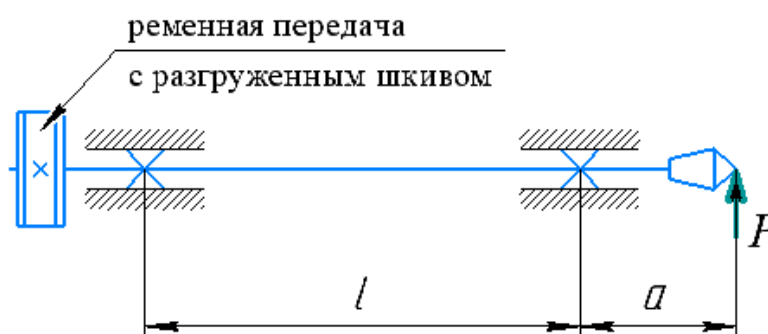


Рисунок 5.8 – Расчетная схема шпиндельного узла

Исходные данные:

$d_{по}=110\text{мм}$, $d_{зо}=85\text{мм}$, $d_{отв}=54\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;

исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 5.9; $j_{по} = 2910072 \text{ Н/мм}$, $j_{зо} = 652992 \text{ Н/мм}$ — радиальная жесткость опор.



Рисунок 5.9 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 70^4) = 11,18 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 54^4) = 3,09 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем площадь сечения переднего конца и межопорной части шпинделя:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 126^2}{4} - \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 8620,53$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot 92^2}{4} - \frac{\pi \cdot 54^2}{4} = 4357,38$$

$$\delta_{\Sigma} = 5145,05 \cdot \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{125^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \left[\frac{125}{11,18 \cdot 10^6} + \frac{500 \cdot (1 - 0,2)}{3,09 \cdot 10^6} \right] + \frac{1}{2910072} \right] \\ & + \left[\frac{500 + 125 \cdot (1 - 0,2)}{500} \right]^2 + \frac{125^2 \cdot (1 - 0,2)}{652992 \cdot 500^2} + \\ & + \frac{125}{85000 \cdot 8620,53} + \frac{125^2 \cdot (1 - 0,2)}{85000 \cdot 4357,38 \cdot 500} \end{aligned} \right\} = 0,022 = 22 \text{ мкм}$$

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=54\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;

исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 5.10; $j_{\text{по}} = 59627902 \text{ Н/мм}$, $j_{30} = 9000000 \text{ Н/мм}$ – радиальная жесткость опор.

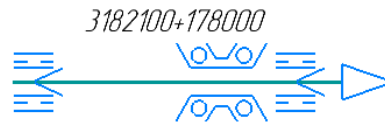


Рисунок 5.10 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (126^4 - 70^4) = 11,18 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (92^4 - 54^4) = 3,09 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем площадь сечения переднего конца и межопорной части шпинделя:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 126^2}{4} - \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 8620,53 \text{ мм}^2,$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot 92^2}{4} - \frac{\pi \cdot 54^2}{4} = 4357,38 \text{ мм}^2.$$

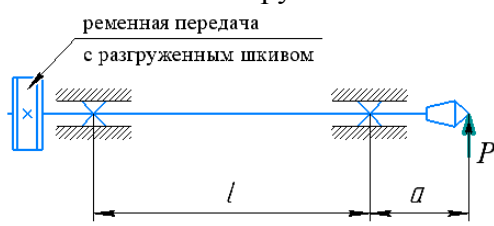
Тогда,

$$\delta_{\Sigma} = 5145,05 \cdot \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{125^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \left[\frac{125}{11,18 \cdot 10^6} + \frac{500 \cdot (1 - 0,3)}{3,09 \cdot 10^6} \right] + \frac{1}{59627903} + \right. \\ & + \left[\frac{500 + 125 \cdot (1 - 0,3)}{500} \right]^2 + \frac{125^2 \cdot (1 - 0,3)}{9000000 \cdot 500^2} + \\ & \left. + \frac{125}{85000 \cdot 8620,53} + \frac{125^2 \cdot (1 - 0,3)}{85000 \cdot 4357,38 \cdot 500} \right] \end{aligned} \right\} = 0,017 = 17 \text{ мкм}$$

В таблице 5.2 сведены результаты расчетов радиальных упругих перемещений переднего конца шпинделя в зависимости от его

геометрических параметров, которые были определены по представленной выше методике.

Таблица 5.2 – Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя раздельного привода

Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 5.7)			Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя, мкм	
				Схема нагружения 	
				Схема установки подшипников	
	$d_{\text{по}}, \text{ мм}$	$d_{\text{зо}}, \text{ мм}$	$d_{\text{отв}}, \text{ мм}$	 I	 II
1	110	85	54	22	17
2	110	85	64	25	20
3	110	85	0	20	15
4	90	65	54	65	55
5	90	65	0	46	38
6	90	85	54	25	20
7	90	85	64	28	22
8	90	85	0	21	17

Выводы по разделу:

1. Анализ полученных данных (таблица 5.2) для раздельного привода (схема нагружения представлена в таблице), показывает что, радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя ($d_{\text{по}}=110$ мм, $d_{\text{зо}}=85$ мм, $d_{\text{отв}}=54$ мм) составляет 22 мкм по схеме установки подшипников I и 17 мкм по схеме установки подшипников II, жесткость шпинделя при этом увеличивается в 1,29 раз (см. исследование 1).

2. Для того чтобы оценить влияние диаметра сквозного отверстия проходящего через шпиндель на его жесткость было проведено исследование 2 (таблица 5.2), при этом диаметр $d_{\text{отв}}$ был увеличен на 10 мм

по сравнению с исследованием 1. Анализ результатов показывает, что радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя увеличилось в 1,14...1,18 раз, в зависимости от схемы установки подшипников.

3. Для того чтобы оценить какой вклад в радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя вносит сквозное отверстие проходящее через шпиндель принимаем $d_{\text{отв}}=0$ (см. исследование 3). Установлено, жесткость увеличивается от 10% до 13% по сравнению с результатами исследования 1 соответственно.

4. Также в таблице 5.2 представлены результаты влияния изменения геометрических параметров шпинделя ($d_{\text{по}}$, $d_{\text{зо}}$, $d_{\text{отв}}$) на величину радиального упругого перемещения переднего конца – исследования 4...8. Например, при уменьшении $d_{\text{по}}$ до 90 мм (см. исследование 4) – жесткость уменьшается в 3 раза по сравнению с результатами исследования 1 соответственно.

При сравнении данных полученных по аналитическим зависимостям для встроенного и раздельного приводов (таблица 4.5, схема нагружения *а*) и таблица 5.2) можно сделать следующий вывод: жесткость увеличивается в 2 раза, а при сравнении (таблица 4.5, схема нагружения *б*) и таблица 5.2) – жесткость уменьшается в 1,5 раза в зависимости от схемы установки подшипников (*I* или *II*).

Кроме того, в таблицах 4.5 и 5.2 наглядно показано, что на величину радиального упругого перемещения переднего конца шпинделя оказывает влияние схема нагружения, схема установки подшипников, геометрические параметры шпинделя, а также тип привода – встроенный или раздельный.

6 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СБОРКИ ВСТРОЕННОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

6.1 Разработка трехмерной модели сборки встроенного привода

В главе представлены результаты проектирования конструкции встроенного привода главного движения станка в CAD-программе SolidWorks.

Используя имеющиеся данные, проведенные теоретические расчеты элементов конструкции, были выполнены трехмерные модели деталей проектируемого привода главного движения. В процессе моделирования применялись технологии сопряжения деталей (сборки), позволяющие выявлять геометрические неточности на этапе проектирования. Также, с помощью приложения SolidWorks Simulation, методом конечных элементов были выполнены расчеты на прочность и жесткость конструкции привода главного движения станка. Таким образом, возможности CAD-, CAE-систем «максимально» предотвращают ошибки, появляющиеся при изготовлении или сборки конструкций по чертежам без использования компьютерного моделирования [26].

На рисунке 6.1 представлена трехмерная твердотельная сборка спроектированного встроенного привода главного движения станка в CAD-программе SolidWorks.

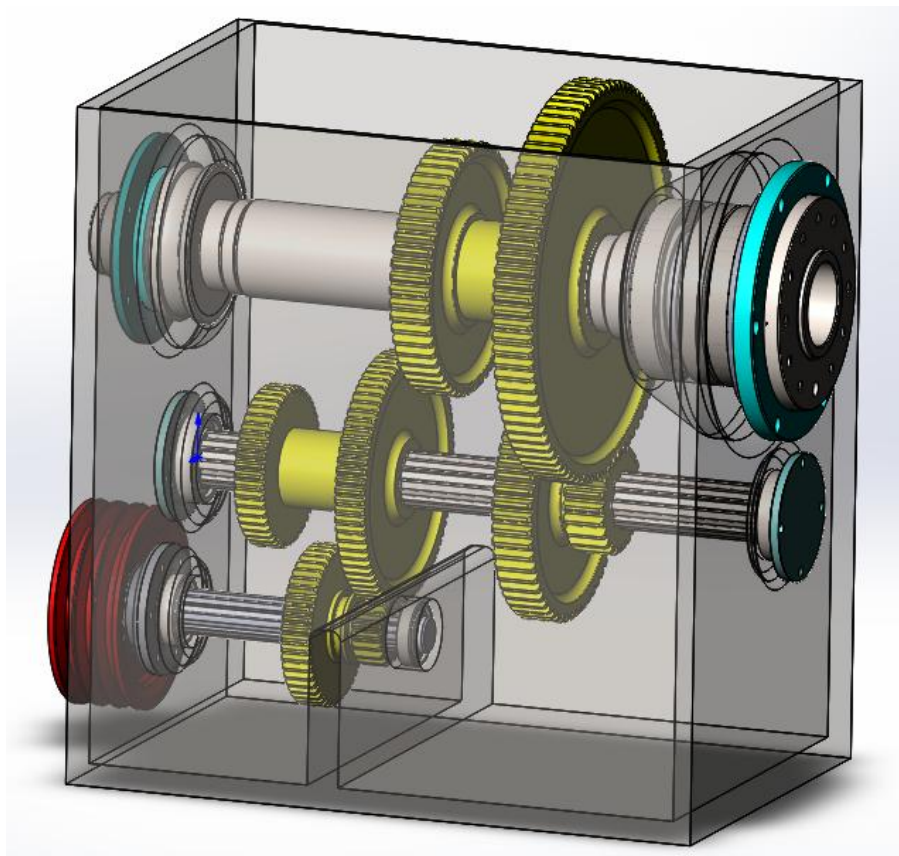
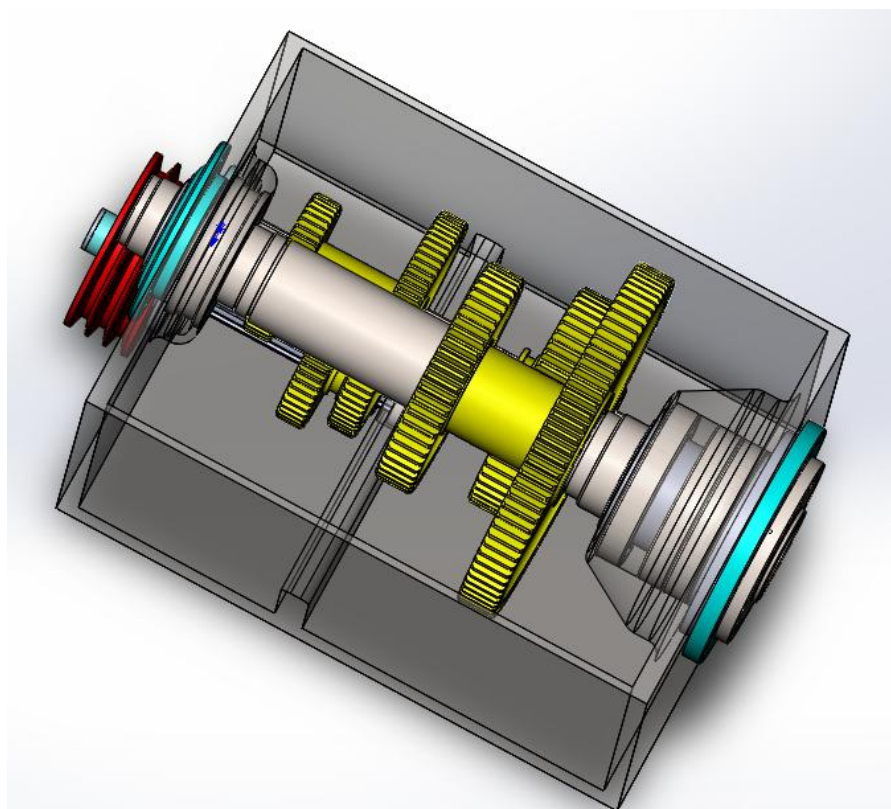


Рисунок 6.1 – Трехмерная твердотельная сборка спроектированного встроенного привода главного движения станка в CAD-программе SolidWorks

Таким образом, применение САД-, САЕ-систем при проектировании любого технологического оборудования помогают не только ускорить переход от расчетов к составлению конструкторской документации, благодаря стандартным библиотекам и системам автоматизированного составления конструкторской документации, но и создают огромную базу для проведения инженерных расчетов и автоматизированного внесения изменений в конструкцию.

6.2 Исследование жесткости шпиндельного узла

Для оценки соответствия ответственных элементов конструкции проектируемого привода критериям работоспособности необходимо выполнить анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) методом конечных элементов (МКЭ).

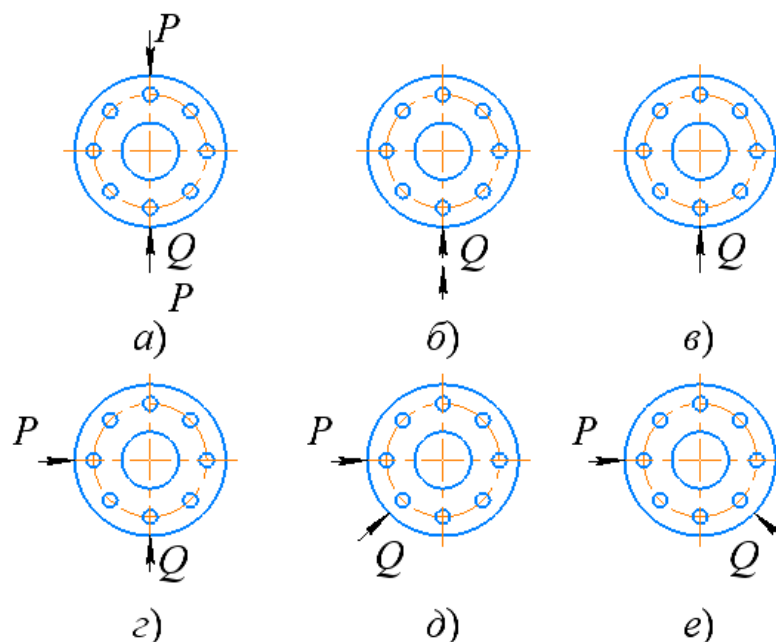
Анализ НДС шпиндельного узла встроенного привода

В ниже представленной таблице приведены исходные данные для расчета шпиндельного узла встроенного привода главного движения.

Таблица 6.1 – Основные диаметральные размеры шпинделя

№	Диаметр шпинделя под передней опоры, $d_{\text{по}}$, мм	Диаметр шпинделя под задней опоры, $d_{\text{зо}}$, мм	Диаметр сквозного отверстия, $d_{\text{отв}}$, мм
1	110	85	54
2	110	85	64
3	110	85	0
4	90	65	54
5	90	65	0
6	90	85	54
7	90	85	64
8	90	85	0

На рисунке 6.2 представлены расчетные схемы шпиндельного узла.



P – сила резания; Q – сила, действующая от зубчатой передачи

Рисунок 6.2 – Расчетная схема шпиндельного узла

На рисунке 6.3 представлена твердотельная модель шпиндельного узла встроенного привода, выполненная с применением CAD – программы SolidWorks.

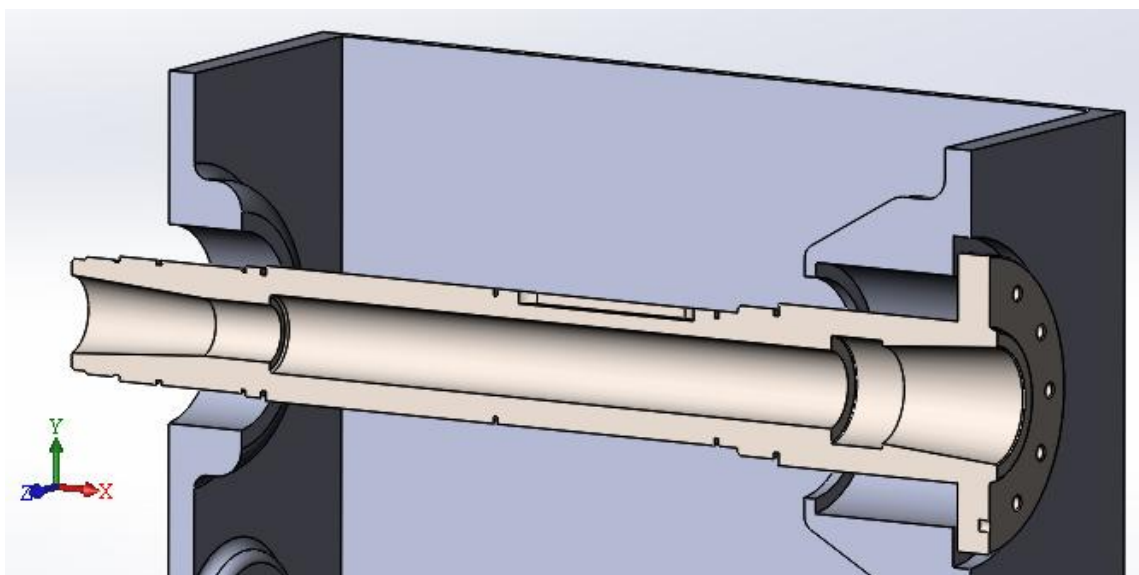


Рисунок 6.3 – Твердотельная модель встроенного шпиндельного узла

При исследовании шпиндельного узла МКЭ, в CAE – программе SolidWorks Simulation, были использованы граничные условия (рисунок 6.4).

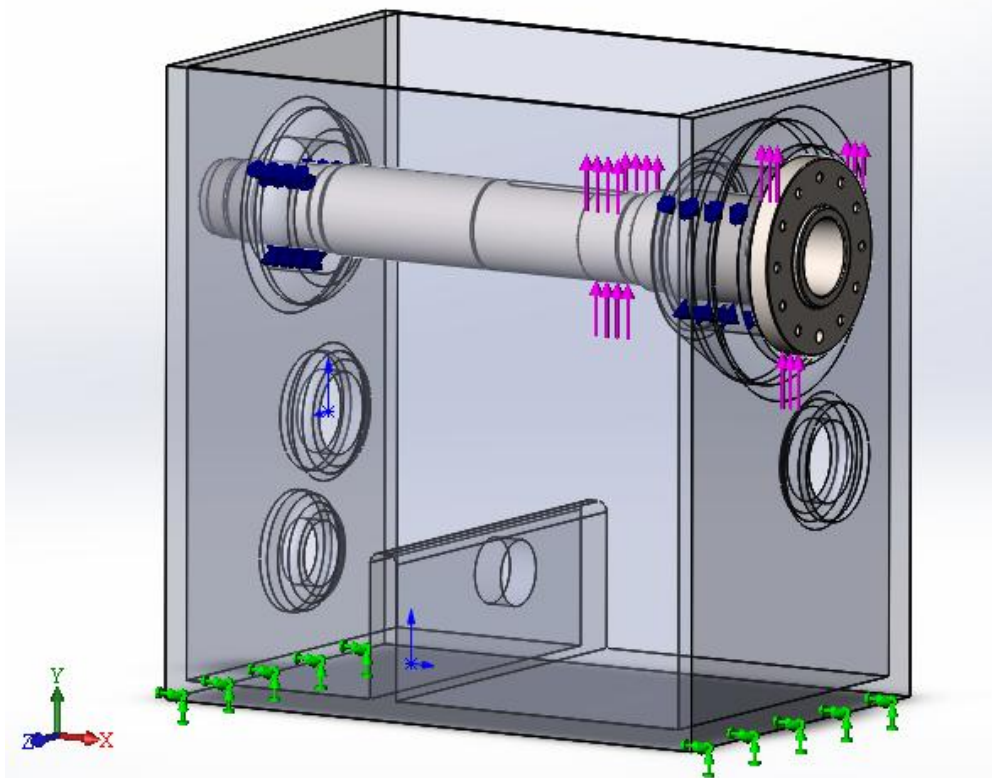


Рисунок 6.4 – Расчетная модель встроенного шпиндельного узла

На рисунке 6.5 представлено нанесение сетки на твердотельную модель встроенного шпиндельного узла.

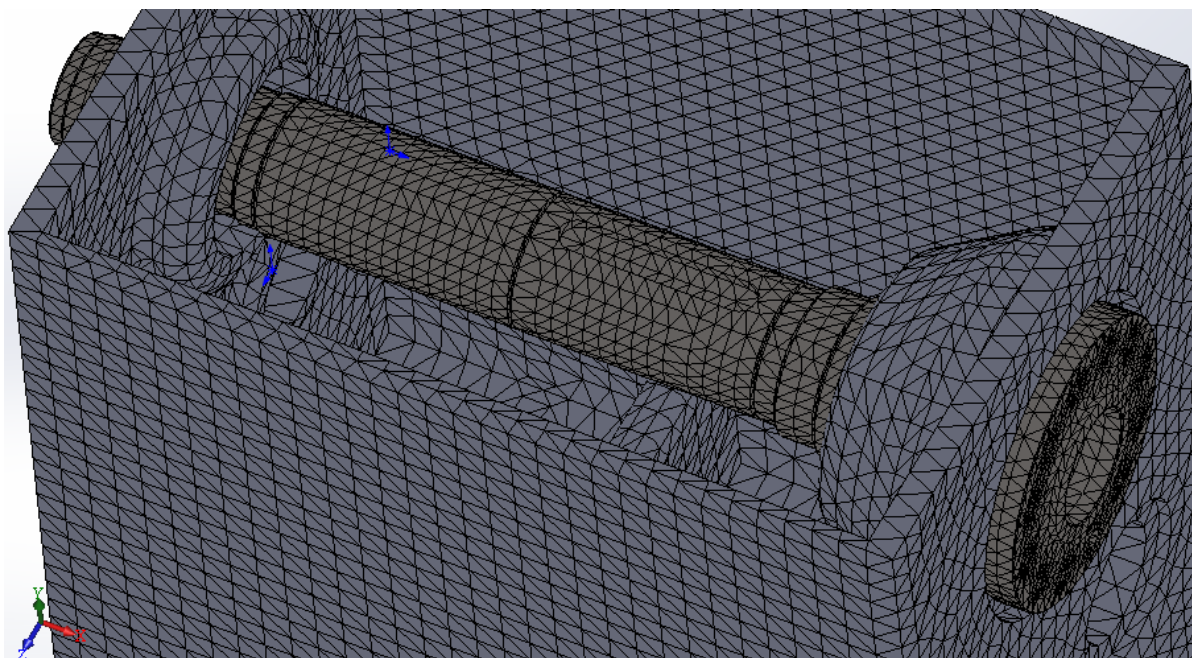


Рисунок 6.5 – Нанесение сетки на твердотельную модель

Исходные данные:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{30}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=54\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;
исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена
на рисунке 6.6; $j_{\text{рно}} = 2910072000 \text{ Н/мкм}$, $j_{\text{р30}} = 652992000 \text{ Н/мкм}$ — радиальная
жесткость опор; $j_{\text{рно}} = 1455036000 \text{ Н/мкм}$, $j_{\text{р30}} = 118722000 \text{ Н/мкм}$ — осевая
жесткость опор [12, с. 38].



Рисунок 6.6 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

На рисунке 6.7 представлена эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , направлены противоположно (см. рисунок 6.2, а).

На рисунке 6.8 представлена эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , направлены в одну сторону (см. рисунок 6.2, б).

На рисунке 6.9 представлена эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла: сила резания $P=0$ (см. рисунок 6.2, в).

На рисунке 6.10 представлена эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , расположены под углом 90° (см. рисунок 6.2, г).

На рисунке 6.11 представлена эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , расположены под углом 45° (см. рисунок 6.2, д).

На рисунке 6.12 представлена эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла: сила резания P и сила, действующая от зубчатой передачи Q , расположены под углом 135° (см. рисунок 6.2, е).

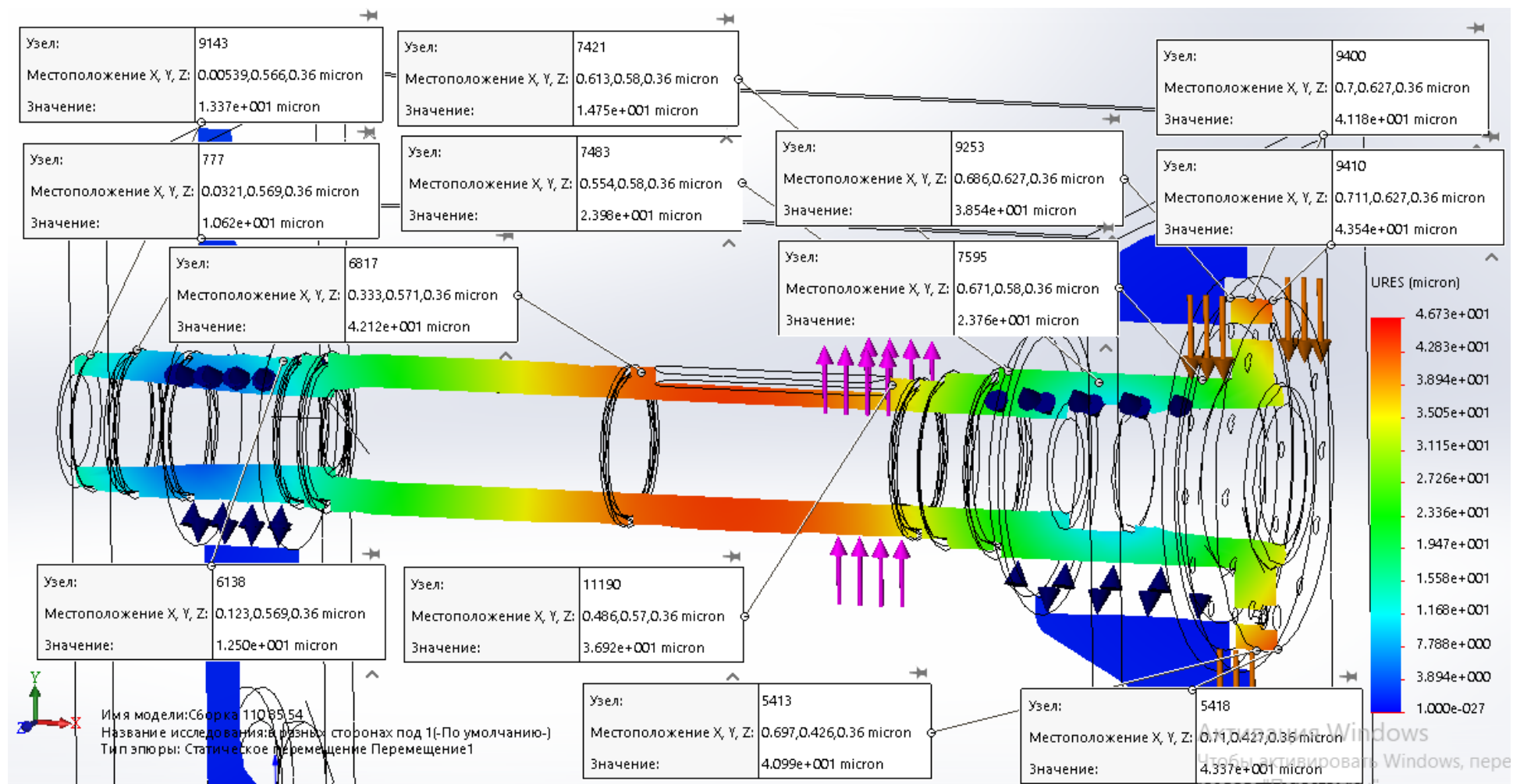


Рисунок 6.7 – Эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 6.2, а)

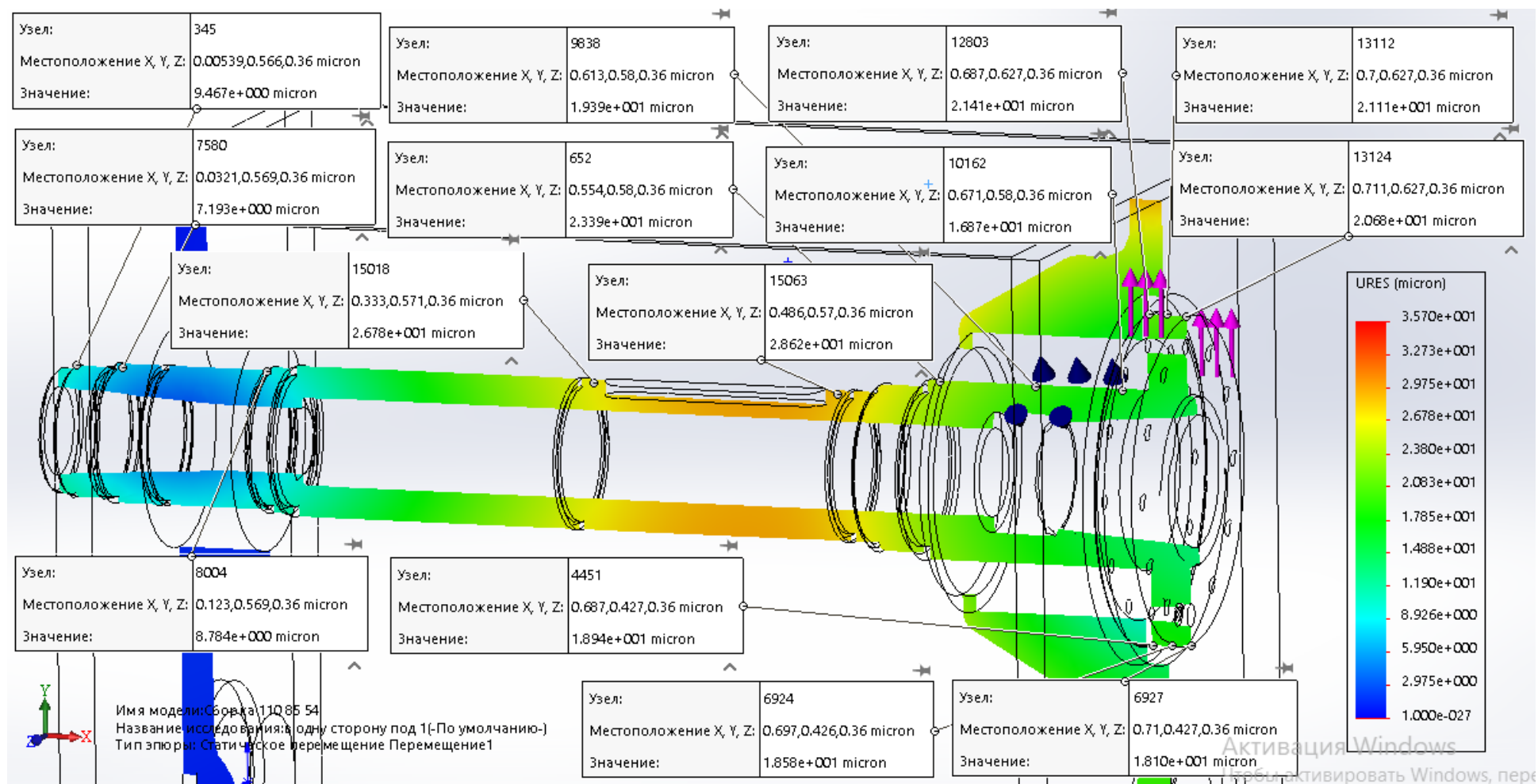


Рисунок 6.8 – Эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 6.2, б)

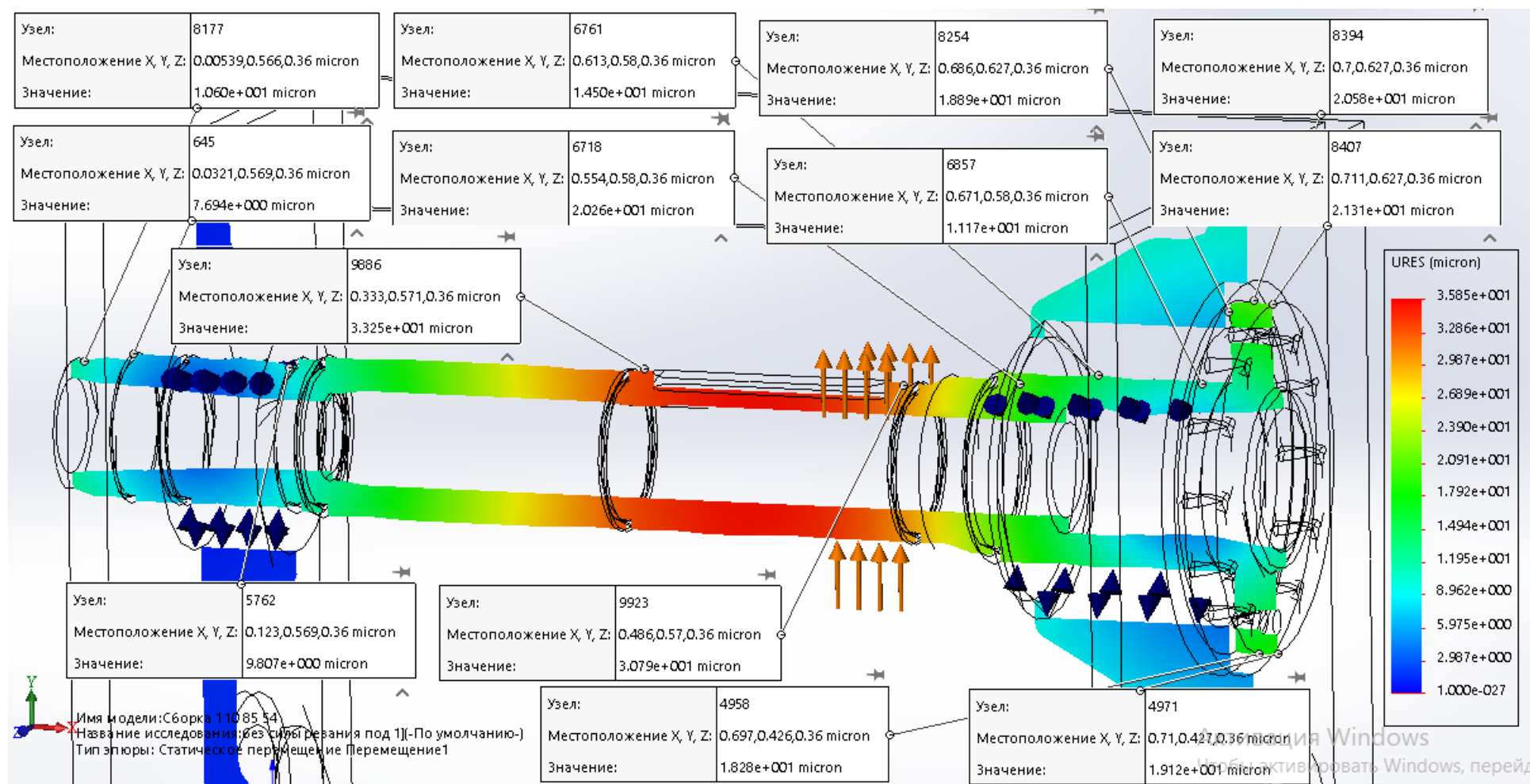


Рисунок 6.9 – Эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 6.2, в)

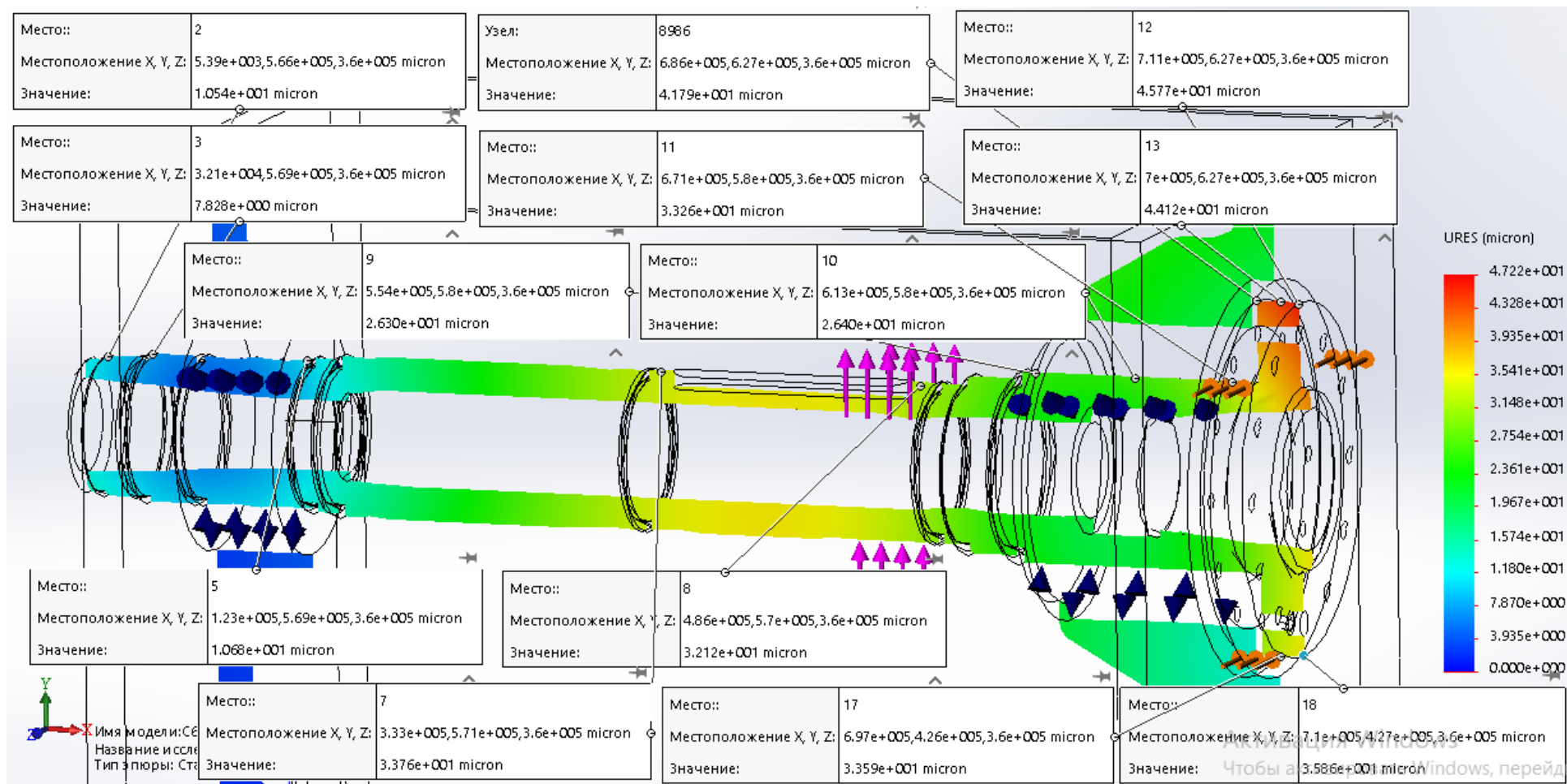


Рисунок 6.10 – Эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 6.2, з)

Имя модели: Сборка 110 85 54

Название исследования: под углом 45гр под 1]] (По умолчанию-)

Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1

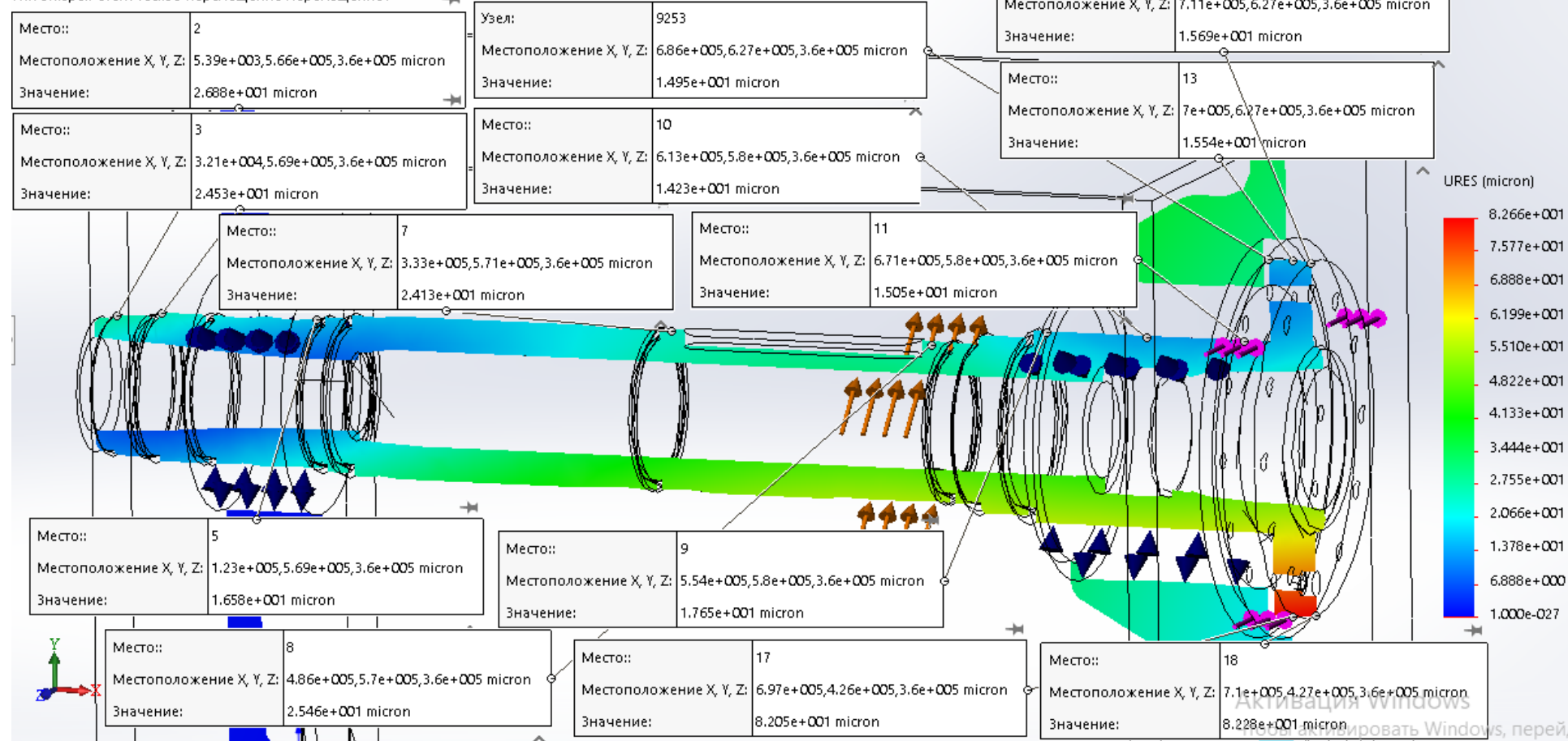


Рисунок 6.11 – Эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 6.2, д)

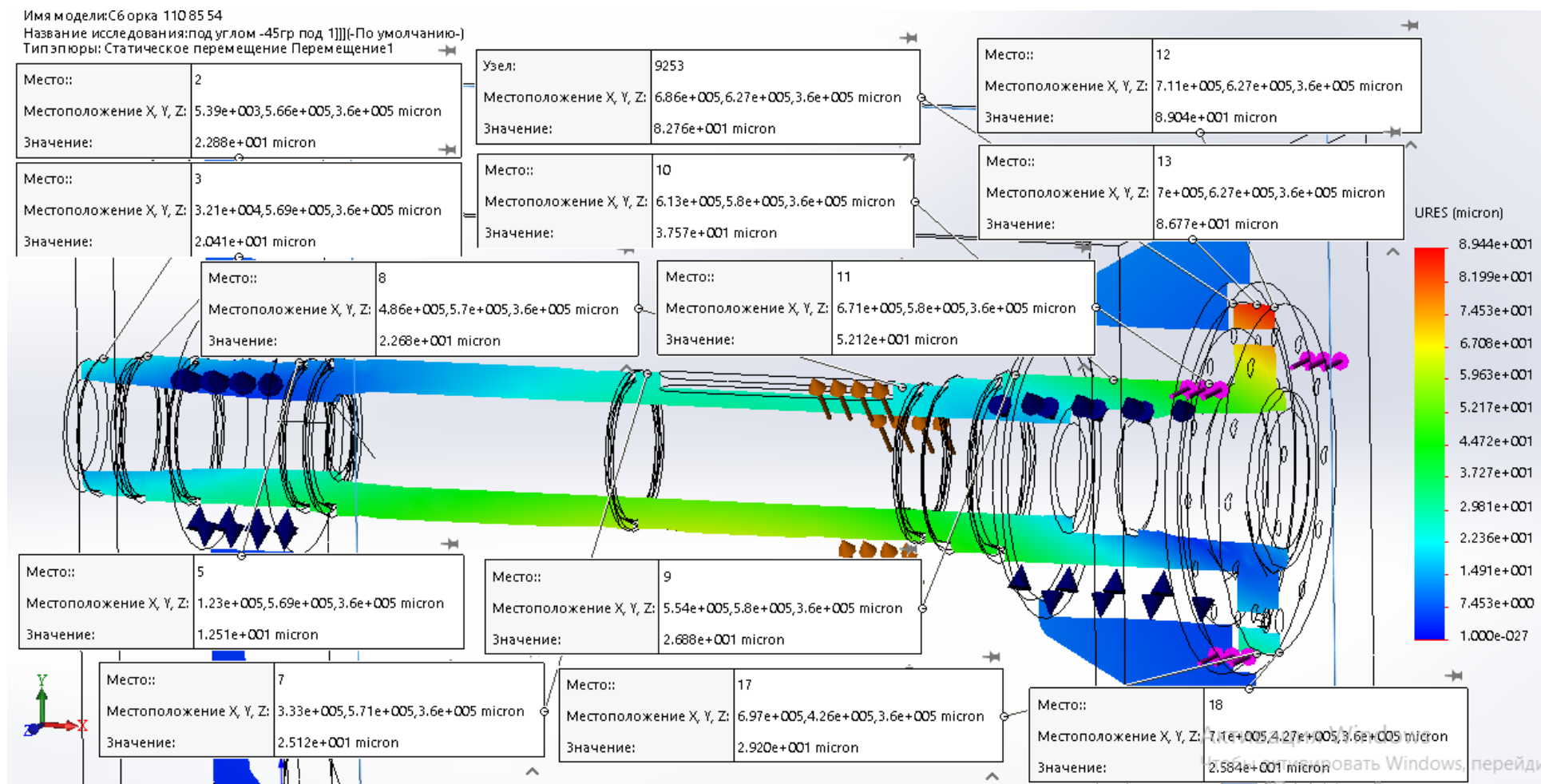
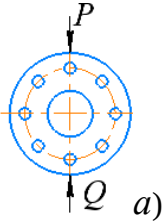
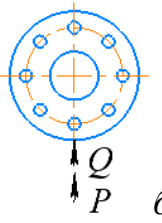
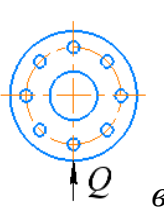
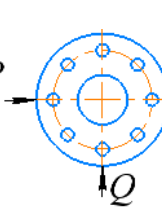
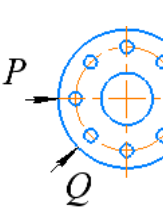
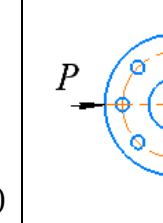


Рисунок 6.12 – Эпюра перемещений встроенного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 6.2, е)

Таблица 6.2 – Перемещения переднего конца шпинделя встроенного привода главного движения

Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 5.7)			Перемещение переднего конца шпинделя, мкм											
															
	$d_{\text{по}}, \text{мм}$	$d_{\text{зо}}, \text{мм}$	$d_{\text{отв}}, \text{мм}$	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
1	110	85	54	43	41	21	15	21	20	45	42	82	37	89	42
2	110	85	64	51	50	24	22	25	25	52	49	86	40	103	48
3	110	85	0	35	33	15	11	17	17	52	34	74	36	77	39
6	90	85	54	62	58	17	12	31	30	71	59	78	48	100	53
Примечание. Схема установки подшипников шпиндельного узла приведена ниже															
<div> <div> <div>36000КУ, 46000КУ</div>  <div>I)</div> </div> <div> <div>3182100+178000</div>  <div>II)</div> </div> </div>															

Результаты проведенных исследований жесткости шпинделя методом конечных элементов (МКЭ) для встроенного привода главного движения, в зависимости от схемы нагружения и схемы установки подшипников, сведены в таблицу 6.2.

Сравнивая результаты величин перемещений, полученные по аналитическим зависимостям и МКЭ при соответствующих схемах нагружения и установки подшипников, а также геометрии шпинделя, установлено, что отличие составляет: 4,6% при противоположном направлении сил P и Q ; 25% при направлении сил в одну сторону и схеме когда $P=0$. Такая разница объясняется тем, что в аналитической методике не учитывается влияние осевой жесткости подшипников в передней опоре шпинделя.

Кроме, того аналитические зависимости учитывают направление сил нагружающих шпиндель лишь в одной плоскости, что не всегда применимо, так как он может и часто имеет нагружение в разных плоскостях. Для этого и были проведены исследования в соответствии со схемами нагружения $г$), $д$), $е$) (см. таблицу 6.2) при разных схемах установки подшипников (I или II).

Анализ результатов схем нагружения $а$ и $г$ показывает, что перемещения переднего конца шпинделя увеличиваются на 4% при схеме установки подшипников I и на 2% при схеме установки подшипников II .

Анализ результатов схем нагружения $а$ и $д$ показывает, что перемещения переднего конца шпинделя увеличиваются на 47% при схеме установки подшипников I и уменьшаются на 10% при схеме установки подшипников II .

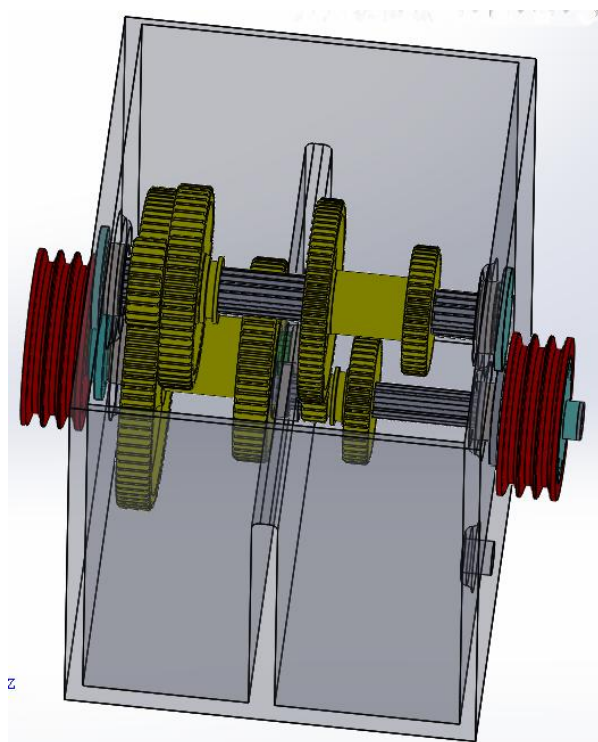
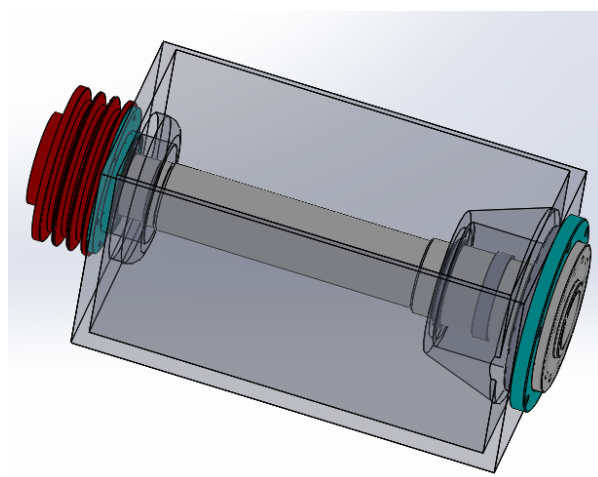
Анализ результатов схем нагружения $а$ и $е$ показывает, что перемещения переднего конца шпинделя увеличиваются на 51% при схеме установки подшипников I и на 2% при схеме установки подшипников II .

7 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СБОРКИ РАЗДЕЛЬНОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

7.1 Разработка трехмерной модели сборки раздельного привода

В главе представлены результаты проектирования конструкции раздельного привода главного движения станка в CAD-программе SolidWorks.

На рисунке 7.1 представлена трехмерная твердотельная сборка спроектированного раздельного привода главного движения станка в CAD-программе SolidWorks.



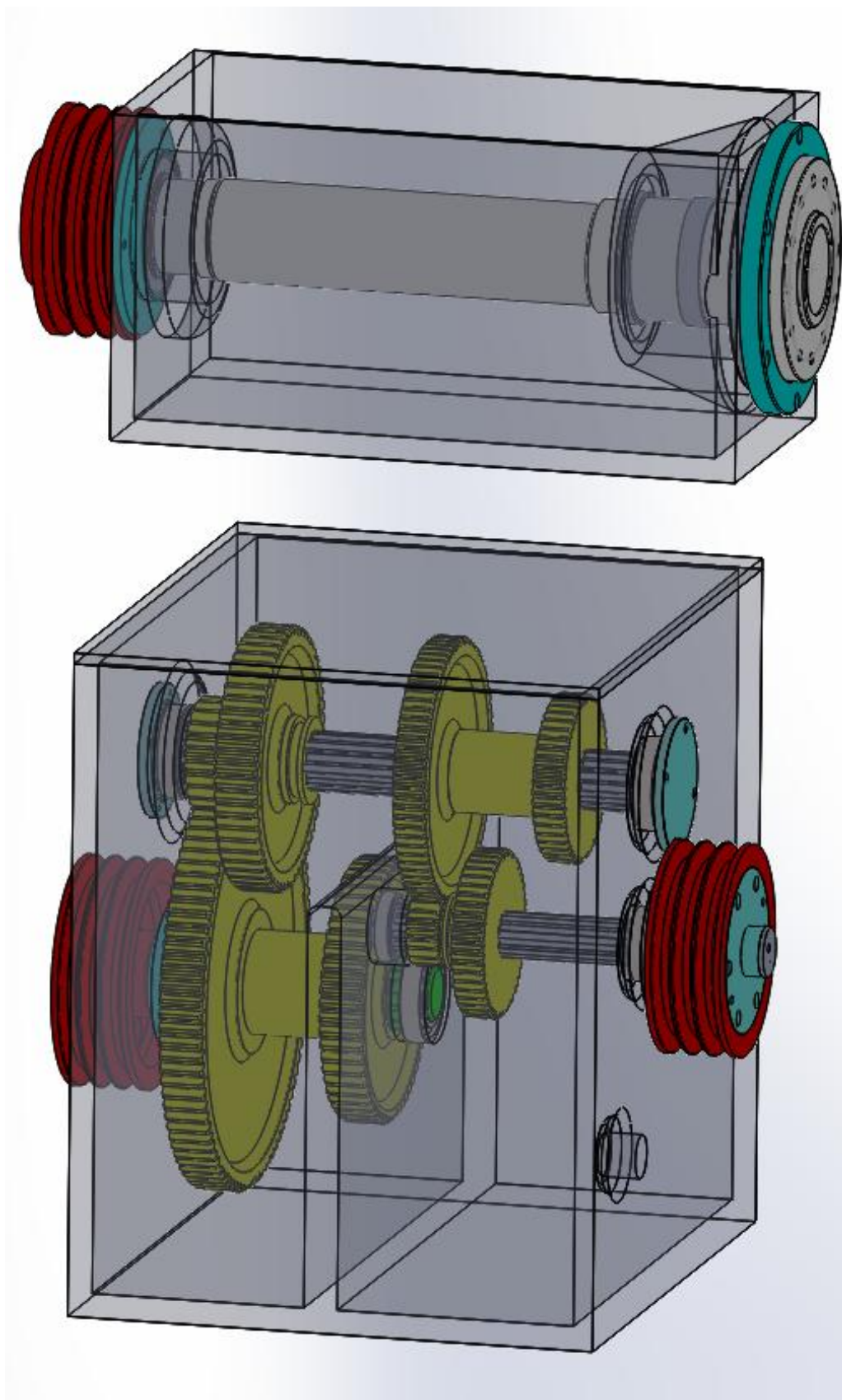


Рисунок 7.1 – Трехмерная твердотельная сборка
спроектированного раздельного привода главного движения станка
в CAD-программе SolidWorks

7.2 Исследование жесткости шпиндельного узла

Для оценки соответствия ответственных элементов конструкции проектируемого привода критериям работоспособности необходимо выполнить анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) методом конечных элементов (МКЭ).

Анализ НДС шпиндельного узла встроенного привода

В таблице 7.1 приведены исходные данные для расчета шпиндельного узла раздельного привода главного движения.

Таблица 7.1 – Основные диаметральные размеры шпинделя

№	Диаметр шпинделя под передней опоры, $d_{\text{по}}$, мм	Диаметр шпинделя под задней опоры, $d_{\text{зо}}$, мм	Диаметр сквозного отверстия, $d_{\text{отв}}$, мм
1	110	85	54
2	110	85	64
3	110	85	0
4	90	65	54
5	90	65	0
6	90	85	54
7	90	85	64
8	90	85	0

На рисунке 7.2 представлена твердотельная модель шпиндельного узла раздельного привода, выполненная с применением CAD – программы SolidWorks.

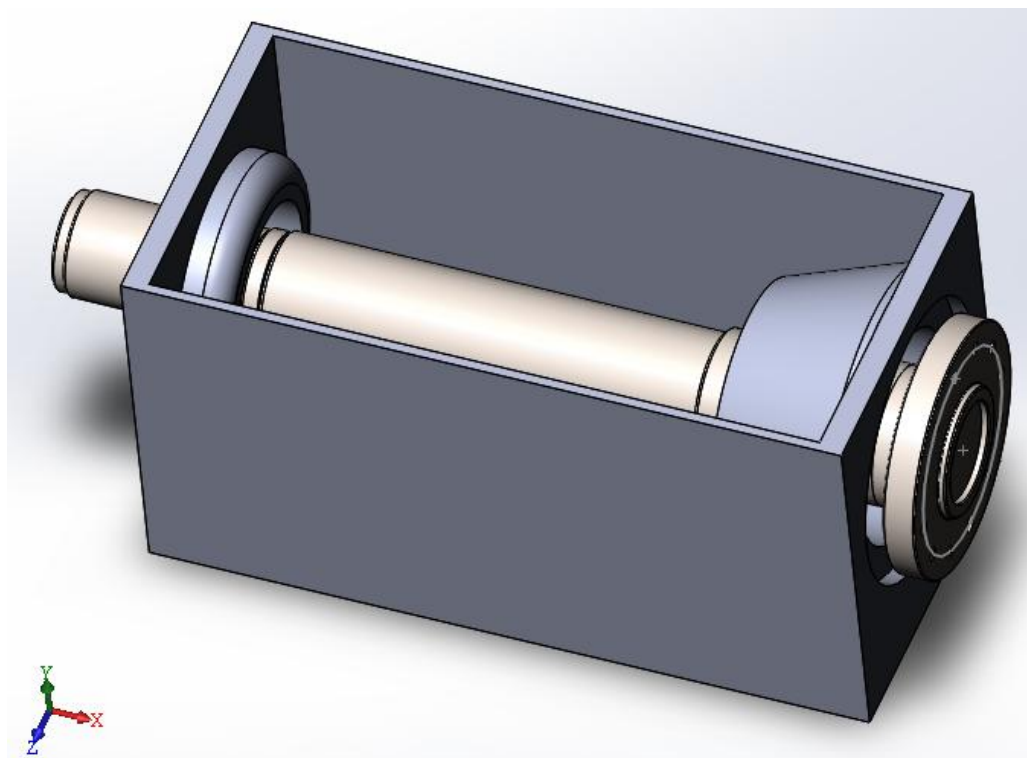


Рисунок 7.2 – Твёрдотельная модель раздельного шпиндельного узла

При исследовании шпиндельного узла МКЭ, в САЕ – системе Simulation, были использованы граничные условия (рисунок 7.3).

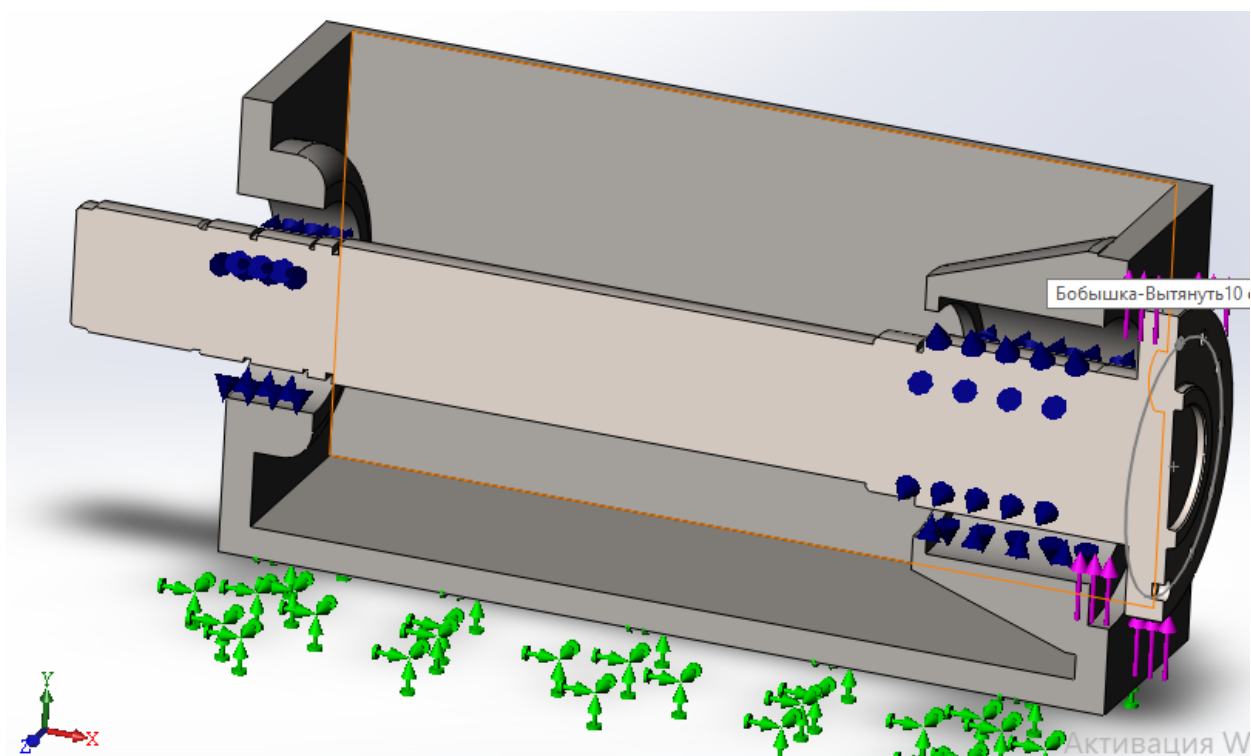


Рисунок 7.3 – Расчетная модель раздельного шпиндельного узла

На рисунке 7.4 представлено нанесение сетки на твердотельную модель раздельного шпиндельного узла.

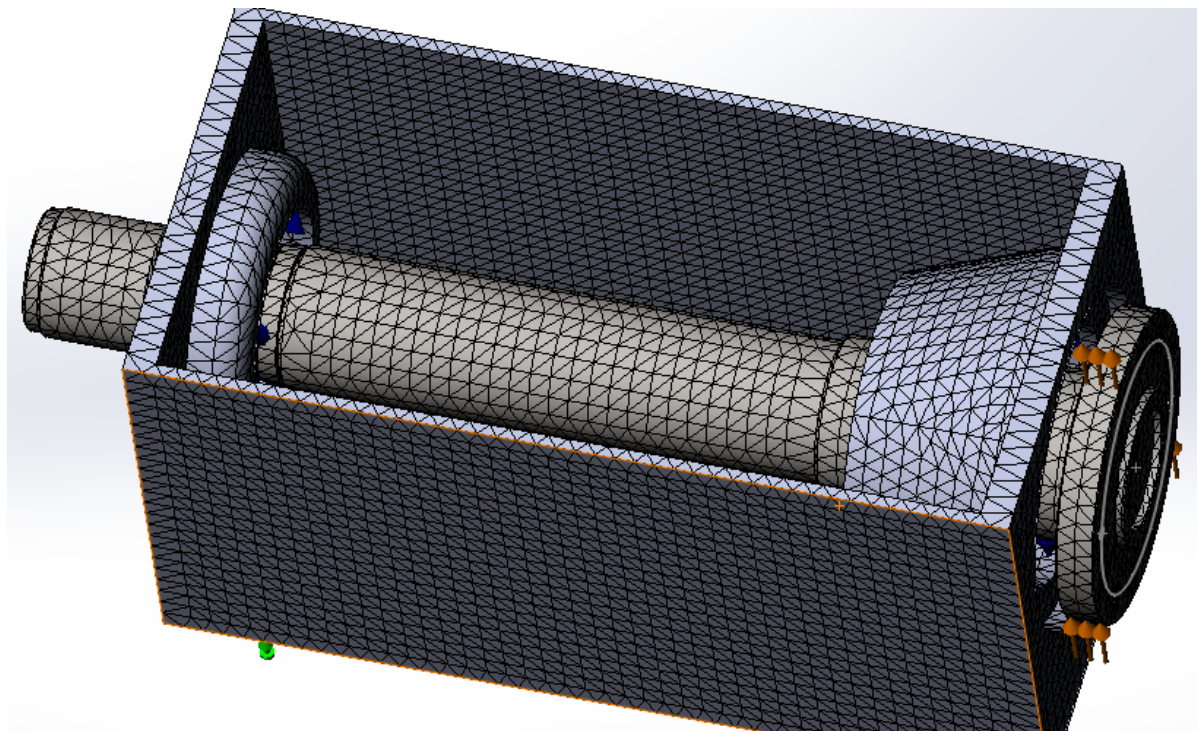


Рисунок 7.4 – Нанесение сетки на твердотельную модель

Исходные данные шпиндельного узла:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{\text{зо}}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=0\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;
 исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла
 представлена на рисунке 7.5; $j_{r\text{по}} = 2910072000 \text{ Н/мкм}$, $j_{r\text{зо}} = 652992000 \text{ Н/мкм}$ —
 радиальная жесткость опор; $j_{a\text{по}} = 1455036000 \text{ Н/мкм}$, $j_{a\text{зо}} = 118722000 \text{ Н/мкм}$ —
 осевая жесткость опор [12, с. 38].

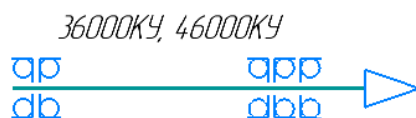


Рисунок 7.5 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

Анализ НДС шпиндельного узла раздельного привода, когда действует только сила резания P а сила, действующая от ременной передачи Q не учитывается (см. рисунок 7.6):

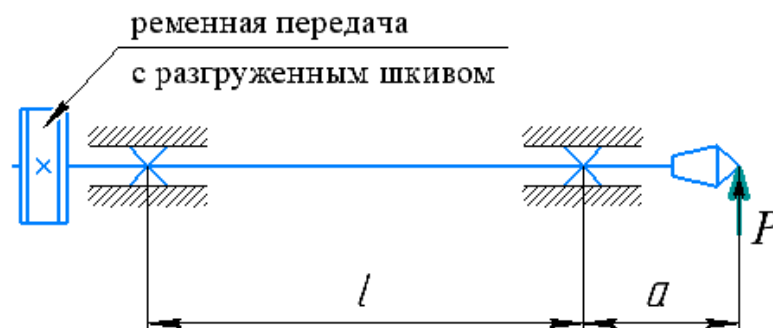


Рисунок 7.6 – Расчетная схема разгруженного шпиндельного узла

На рисунке 7.7 представлена эпюра перемещений раздельного шпиндельного узла.

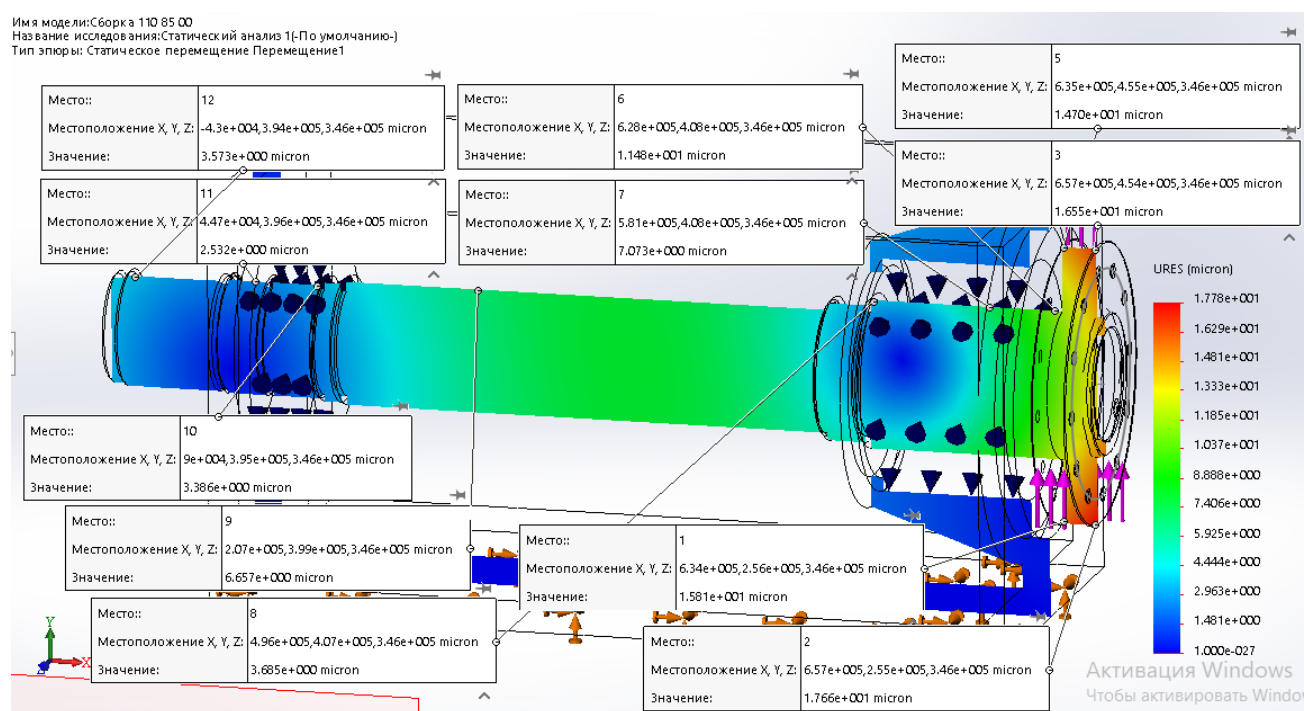


Рисунок 7.7 – Эпюра перемещений раздельного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 7.6)

Исходные данные шпиндельного узла:

$d_{\text{по}}=110\text{мм}$, $d_{\text{зо}}=85\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=0\text{мм}$, коэффициент заземления $\xi = 0,2$;

исследуемая схема установки подшипников шпиндельного узла представлена на рисунке 7.5; $j_{\text{рто}} = 59627902000 \text{ Н/мкм}$, $j_{\text{рзо}} = 9000000000 \text{ Н/мкм}$ – радиальная жесткость опор [12, с. 38].

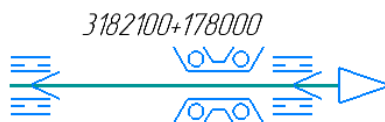


Рисунок 7.8 – Схемы установки подшипников шпиндельного узла

На рисунке 7.7 представлена эпюра перемещений раздельного шпиндельного узла.

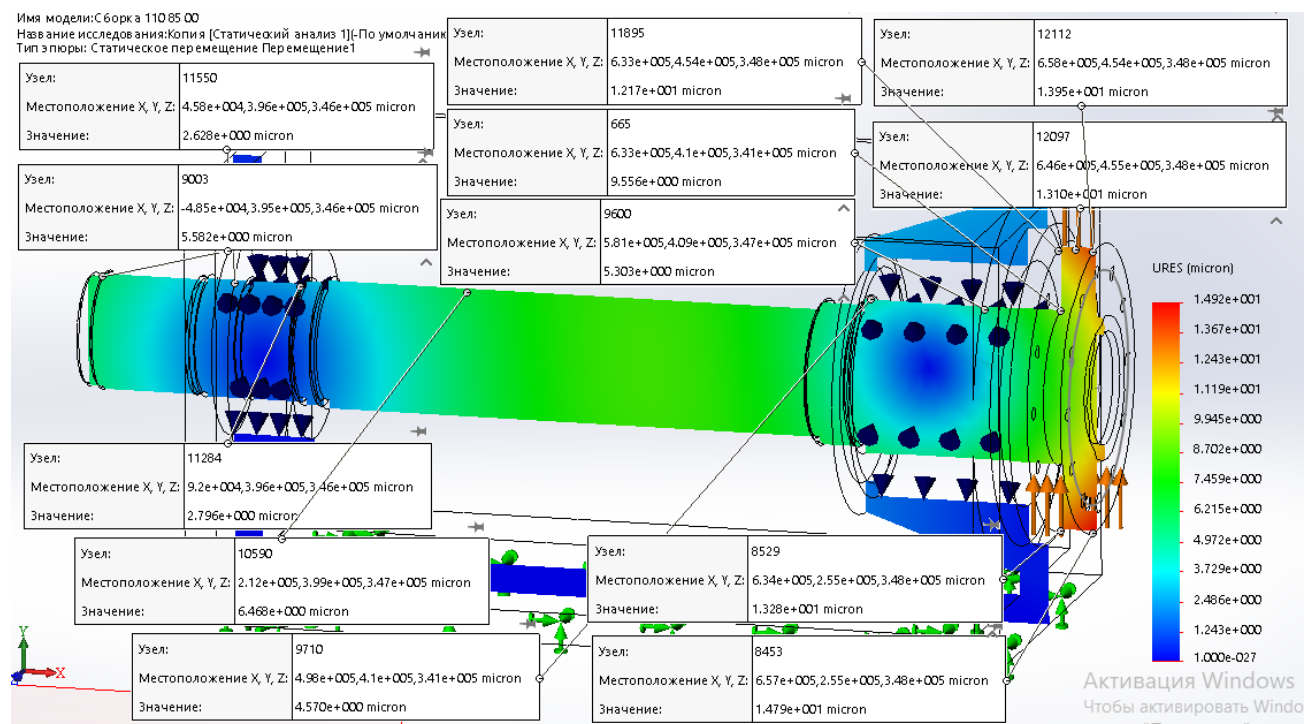
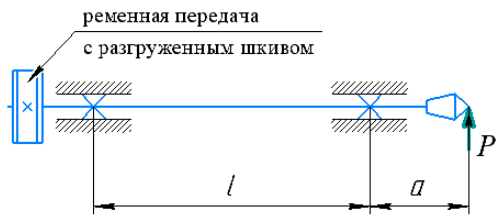
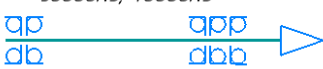


Рисунок 7.7 – Эпюра перемещений раздельного шпиндельного узла при расчетной схеме (см. рисунок 7.6)

Таблица 7.2 – Перемещения переднего конца шпинделя раздельного привода

Номер варианта исследования	Геометрические параметры шпинделя (см. рисунок 5.7)			Перемещение переднего конца шпинделя, мкм	
				Схема нагружения 	
				Схема установки подшипников <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> $36000KЧ, 46000KЧ$  I) </div> <div style="text-align: center;"> $3182100+178000$  I I) </div> </div>	
$d_{по}, мм$	$d_{зо}, мм$	$d_{отв}, мм$			
1	110	85	54	24	17
2	110	85	64	26	19
3	110	85	0	18	15
6	90	85	54	38	29

Результаты проведенных исследований жесткости шпинделя методом конечных элементов (МКЭ) для раздельного привода главного движения, в зависимости от схемы нагружения и схемы установки подшипников, сведены в таблицу 7.2.

Сравнивая результаты величин перемещений, полученные по аналитическим зависимостям и МКЭ при соответствующих схемах установки подшипников, а также геометрии шпинделя, установлено, что отличие составляет не более 8%. Такая разница объясняется тем, что в аналитической методике не учитывается влияние осевой жесткости подшипников в передней опоре шпинделя.

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Спроектированы встроенный и отдельный приводы главного движения токарного станка с максимальной и минимальной частотой вращения шпинделя соответственно 3000 мин^{-1} и 15 мин^{-1} .

2. Разработаны трехмерные модели конструкции сборки встроенного и отдельного приводов главного движения в CAD-программе SolidWorks.

3. По аналитическим зависимостям установлено, что для спроектированных встроенного и отдельного приводов величина радиального упругого перемещения переднего конца шпинделя изменяется 1,5 – 2 раза в зависимости от схем нагружения, установки подшипников и геометрических параметров шпинделя. Методика расчета жесткости шпинделя по аналитическим зависимостям не учитывает влияние осевой жесткости подшипников в опорах шпинделя.

4. Результаты проведенных исследований напряженно-деформированного состояния шпиндельных узлов спроектированных приводов показали, что отличие величин перемещения переднего конца шпинделя по сравнению с аналитическими составляет (силы действуют в одной плоскости): для встроенного привода – 4,6% при противоположном направлении сил P и Q , и 25% при направлении сил в одну сторону; для отдельного привода – не более 8%.

5. Методом конечных элементов для спроектированных приводов установлено существенное влияние до 51% на перемещения переднего конца шпинделя при действии сил P и Q в разных плоскостях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.
2. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.
5. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник – учебник. В 3-х т. Т. 1: Проектирование станков / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.
6. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник – учебник. В 3-х т. Т. 2. Ч. 1: Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
7. Металлорежущие станки: Учебное пособие / Сост. С.Г. Ларионов. Красноярск: КГТУ, 2006. 136 с.
8. Шестернинов А.В., Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. - 96с.
10. Пуш В.Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных М54 втузов / Под ред. В.Э. Пуша.– М. : Машиностроение, 1985 – 285 с.
11. Бушуев, В.В. Направления развития мирового станкостроения. / В.В. Бушуев, Ф.С. Сабиров // М.: Вестник МГТУ «Станкин».2010. – № 1(9). – С. 24 – 30.

12. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.
13. 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.
14. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков : Учеб. пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.
15. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.
16. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.
17. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.
18. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.
19. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.
20. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков,

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

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

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

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

24. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 – 9-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006 – 928 с.

25. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1991 – 382 с.

26. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А – НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ

ПРИЛОЖЕНИЕ Б – ПРЕЗЕНТАЦИЯ