

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Брянский государственный технический университет»

На правах рукописи

ФЕДУКОВ Александр Григорьевич

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ МОДУЛЕЙ ЛИНЕЙНОГО
ПЕРЕМЕЩЕНИЯ УЧЕТОМ ПРОСТРАНСТВЕННО-
КОНТАКТНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ**

2.5.5 – Технология и оборудование механической и физико-технической
обработки

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

Хандожко Александр Владимирович
доктор технических наук, доцент

Брянск 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ГЛАВА 1. ОБЗОР ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ИЗГОТОВЛЕННОГО С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УНИФИЦИРОВАННЫХ МОДУЛЕЙ	12
1.1 Модульный принцип построения станков.	12
1.2 Основные унифицированные модули, используемые в станкостроении на примере модуля линейного перемещения станка	13
1.2.1 Линейные направляющие качения	14
1.2.2 Шариковая винтовая пара (ШВП)	23
1.3 Контактная жесткость и пространственно-контактные деформации стыков модульных конструкций	29
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	36
2.1 Объект исследования, принятые исходные данные и допущения	36
2.2 Алгоритм решения задачи по обеспечению точности модуля линейных перемещений.....	37
2.3 Экспериментальные исследования. Средства измерения	39
2.2.1. Определение химического состава и микротвердости материалов.	39
2.2.2. Определение шероховатости, волнистости и параметров макрогеометрии.....	40
2.4. Стенд для экспериментальных исследований	41
2.5 Методы выполнения экспериментов с применением стенда (модуль линейных перемещений)	49
2.5.1 Схема измерения пространственно-контактных деформаций плоских стыков	49
2.5.2 Методы определения волнистости деталей большой протяженности	52
2.5.3. Методы определения параметров шероховатости деталей.....	53
2.5.4. Методы определения химического состава материалов деталей	54
2.5.5. Методы определения микротвердости материалов деталей	54

2.6 Методы математической обработки результатов экспериментальных исследований	55
2.7 Теоретические исследования. Методы расчета стэнда линейных перемещений	55
2.7.1 Определение основных размеров деталей методом полной взаимозаменяемости	55
2.7.2 Методы расчета пространственно-контактных деформаций в неподвижных стыках	60
2.7.3 Определение дополнительных сил и крутящих моментов	61
2.7.4 Определение точности перемещения	64
Выводы и результаты по 2 главе	65
ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАЗМЕРНЫХ СВЯЗЕЙ ДЛЯ МОДУЛЯ ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ С УЧЕТОМ КОНТАКТНОЙ ЖЕСТКОСТИ В СТЫКАХ	66
3.1 Определение основных размеров деталей методом полной взаимозаменяемости размерных цепей без учета пространственно-контактных деформаций	67
3.2 Определение пространственно-контактных деформаций плоских стыков модуля линейного перемещения	69
3.3 Определение основных размеров деталей методом полной взаимозаменяемости размерных цепей с учетом пространственно-контактных деформаций	71
3.4. Методы расчета дополнительных усилий трения в гайке ШВП, возникающих из-за погрешностей	72
3.5. Методы расчета точности перемещения	76
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ СПЕЦИАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УНИФИЦИРОВАННЫХ МОДУЛЕЙ	78
4.1 Определение параметров поверхностного слоя деталей, используемых в модуле линейного перемещения на базе ШВП	78
4.1.1 Измерение параметров шероховатости	78
4.1.2 Измерение параметров волнистости	79

4.1.3 Измерение микротвердости деталей	80
4.2 Определение химического состава деталей используемых в модуле линейного перемещения на базе ШВП	83
4.3 Экспериментальные исследования пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейного перемещения.....	84
Выводы по главе 4.....	93
ГЛАВА 5. ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	94
5.1 Расчеты пространственно-контактных деформаций плоских стыков модуля линейного перемещения	94
5.2 Математический анализ пространственно-контактных деформаций, полученных в ходе экспериментов и расчетов.	100
5.3 Расчеты размерных цепей методом полной взаимозаменяемости на стенде модуля линейного перемещения на базе ШВП	108
5.4 Расчеты дополнительных усилий трения в гайке ШВП модуля линейного перемещения	112
5.5 Определение точности перемещения	119
5.6 Рекомендации использования описанных методик при проектировании и изготовлении оборудования из модулей линейных перемещений на практике.....	121
5.7 Апробация данных методов расчета на рабочем оборудовании	122
Выводы к 5 главе.....	127
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	128
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	128
Приложение А. АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ	139
Приложение Б. ПАТЕНТ, ПОЛУЧЕННЫЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ	142

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Производство станочного оборудования является важнейшей задачей промышленности государства, обеспечивая его экономическую безопасность. В прошлом веке наша страна была одним из лидеров в станкостроении. Производства и заводы обладали полным циклом изготовления станочного оборудования. В это время были проведены фундаментальные исследования и на их основе разработаны методики проектирования основных типов металлообрабатывающего оборудования. С 1991 года объемы производства станочного оборудования упали, что привело к отставанию страны от ведущих стран в области станкостроения.

На сегодняшний день в мировом станкостроении сложилась тенденция модульного изготовления оборудования. Предприятия по изготовлению станочного оборудования превратились в сборочные производства, а производители отдельных модулей в узконаправленные производства. Выделилась группа предприятий, ориентированных на производство таких деталей, узлов модульных изделий: шарико – винтовых передач (ШВП), рельсовых направляющих, мотор - шпинделей, револьверных головок, систем ЧПУ, программного обеспечения и т.д.

В связи с модульным принципом в конструкциях резко увеличилось число стыков и соединений, в отличие от уже ранее используемых решений. При проектировании и изготовлении станков высокой степени точности необходимо учитывать величину контактных деформаций возникающих в стыках.

Контактной задаче и ранее уделялось много внимания при проектировании технологического оборудования.

Однако, несмотря на большой прогресс теоретических исследований в этом направлении, для технических расчетов чаще применяют эмпирические зависимости. Это связано с высокой трудоемкостью и громоздкостью вычислений, как правило, выполняемых численными методами (метод конечных элементов и др.). При этом из-за большого числа входных

параметров, влияющих на жесткость, точность расчетов часто недостаточна для инженерной практики.

Современное станкостроение в нашей стране также активно использует различные модули для изготовления собственного оборудования, в том числе и станков. Из-за большого числа стыков при проектировании возникают сложности, связанные как с расчетом уточненных номинальных размеров, так и назначением допустимых отклонений на эти размеры. Совершенствование методик проектирования таких деталей и узлов является актуальной задачей.

Степень научной разработанности темы. Исследованиями пространственно-контактных деформаций в контактном слое посвящены работы ученых: К.В. Вотина, И.Г. Горячевой, И.Т. Гусева, Н.Б. Демкина, Ю.Н. Дроздова, И.В. Крагельского, З.М. Левиной, Д.М. Решетова, Э.В. Рыжова, А.П. Соколовского, А.Г. Суслова, Г.Е. Чихладзе, В.В. Шелофаста и др. Дальнейшее развитие методики расчета получили в работах А.С. Иванова, В.В. Измайлова, М.М. Ермолаева, С.К. Руднева М.Г. Косова. В них сделана попытка решений решать задачу теоретически, учитывая физико-механические свойства контактирующих поверхностей. Решения эти, как правило, ориентированы на небольшие площади контакта, при этом волнистость и макроотклонения в ряде случаев не учитываются или учитываются упрощенно. Для узлов и модулей технологического оборудования характерно наличие большого числа стыков с большой протяженностью.

Целью работы. Целью является конструкторско-технологическое обеспечение и повышение точности линейного перемещения оборудования с использованием унифицированных модулей за счет совершенствования методик проектирования, учета пространственно-контактных деформаций контактирующих протяженных деталей.

Для достижения поставленной цели определены следующие задачи:

1) Провести анализ номенклатуры изделий, используемых в модулях линейных перемещений (рельсовые направляющие, каретки, детали ШВП, подшипниковые опоры), их типоразмеров, характеристик точности и нагрузочной способности.

2) Выполнить анализ влияния микро - и макрогеометрии поверхностей деталей на обеспечение точности и силовых характеристик модуля линейных перемещений на базе ШВП и рельсовых направляющих.

3) Выявить влияние пространственно-контактных деформаций возникающие в плоских стыках на исполнительные размеры деталей и сборочных единиц модулей линейных перемещений.

4) Провести экспериментальные исследования пространственно-контактных деформаций плоских стыков модулей линейных перемещений и сравнить со значениями, полученными по существующим зависимостям.

5) Разработать (уточнить) зависимости для расчета пространственно-контактных деформаций для плоского стыка «базовая плита – рельсовая направляющая» длиной от 125 мм до 650 мм.

6) Выявить влияние размеров деталей входящих в модуль линейных перемещений и их допусков, пространственно–контактных деформаций плоских стыков на силовые характеристики модуля линейных перемещений.

7) Разработать рекомендации для инженерных расчетов номинальных значений и допустимых предельных отклонений на размеры, определяющие точность и силовые характеристики модулей линейных перемещений.

Научная задача заключается в устранении пробелов в методах расчета модулей линейных перемещений на базе унифицированных модулей с учетом влияния пространственно-контактных деформаций плоских стыков.

Объект исследования: модули линейного перемещения на базе рельсовых направляющих и ШВП, используемые в оборудовании, созданные по модульному принципу на примере суппортов (столов) продольного и поперечного перемещения токарного и фрезерного типов оборудования.

Предметом исследования в модулях линейных перемещений являются закономерности возникновения пространственно-контактных деформаций в узлах и их влияния на силовые характеристики изделия на этапе проектирования и сборки.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились на базе научных основ технологии машиностроения, теории размерных цепей, теории контактных взаимодействий твердых тел, методик проектирования металлорежущего оборудования. Экспериментальные исследования проводились с использованием современных измерительных средств и металлорежущего оборудования, а также методик, разработанных автором.

Достоверность результатов обеспечена корректностью постановки задач, обоснованием аналитических зависимостей, математического аппарата, корректной постановкой экспериментов, и обработкой их данных и подтверждается качественным и количественным соответствием теоретических исследований с экспериментальными данными, а также практическим применением результатов исследований.

Лично автором выполнен обзор состояния вопроса, определены цель и задачи работы, проведены экспериментальные исследования, обобщены их результаты; сформулированы выводы, подготовлены совместно с научным руководителем результаты для публикации научных статей и тезисов докладов.

Научная новизна работы:

1. Получены зависимости для определения величин пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейных перемещений с учетом масштабного фактора для рельсовых направляющих длиной от 125 мм до 650 мм (п. 1, 3 и 4 паспорта научной специальности 2.5.5).

2. Установлена взаимосвязь и вид связи между допуском замыкающего звена модуля линейного перемещения и дополнительным моментом холостого хода возникающего в ШВП и точностью позиционирования (п. 3 паспорта научной специальности 2.5.5).

3. Предложены зависимости для расчета допустимого значения допуска замыкающего звена по требуемым силовым и точностным характеристикам (п. 1,3 и 4 паспорта научной специальности 2.5.5).

Теоретическая значимость работы. Установлено влияние пространственно-контактных деформаций деталей модуля линейных перемещений на базе унифицированных модулей на их точность и силовые характеристики, получены уточненные зависимости для оценки таких деформаций и их влияния на силовые характеристики модулей линейных перемещений. Разработан алгоритм для расчета номинальных значений и предельных отклонений размеров, определяющих точность и силовые характеристики модулей линейных перемещений.

Практическая значимость работы заключается: в разработке уточненных методик проектировании модулей линейных перемещений на базе унифицированных модулей учетом пространственно-контактных деформаций стыков; в определении поправочных коэффициентов для зависимостей расчета пространственно-контактных деформаций, в разработке рекомендаций по обеспечению исполнительных размеров, определяющих качество линейных модулей; в разработке методики оценки силовых характеристик модуля линейных перемещений в т.ч. величины дополнительного крутящего момента холостого хода. Практическую ценность представляет также созданный стенд, для исследования влияния параметров деталей линейного модуля на его точность и силовые характеристики.

Результаты, выносимые на защиту, созданные соискателем:

- математические зависимости и методика оценки влияния пространственно-контактных деформаций на точность и силовые характеристики модуля линейных перемещений на базе ШВП и рельсовых перемещений,

- методики оценки силовых характеристик модуля линейных перемещений, в т.ч. величины дополнительного крутящего момента холостого хода;

- методика определения пространственно-контактных деформаций для плоских стыков на примере модуля линейных перемещений на базе ШВП и математические зависимости для их расчетов;

- алгоритм расчета номинальных значений и предельных допустимых отклонений размеров, определяющих точность и силовые характеристики модулей линейных перемещений на базе ШВП и рельсовых направляющих.

Реализация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований используются при подготовке бакалавров, специалистов и магистров кафедрами «Металлорежущие станки и инструменты», «Технология машиностроения». Разработанный стенд применяется для выполнения лабораторных работ учебного процесса студентов и аспирантов.

В практической деятельности результаты диссертационной работы использованы при проектировании узлов и деталей специальной установки, создаваемой в интересах Росатома, при выполнении х/д НИиОКТР № 1638 с ООО НПО «ГКМП». Рекомендации, предложения на базе результатов диссертации приняты к внедрению при проектировании и изготовлении уникального высокотехнологичного оборудования.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и обсуждались на следующих конференциях, семинарах: Международная научно-техническая конференция «Машиностроение и техносфера XXI века». (Севастополь 2018 - 2022 г.), VI Международная научно-практическая конференция, посвященная 90-летию БГТУ. Новые горизонты. (Брянск 2019 г.), Международная научно-техническая конференция «Обеспечение и повышение качества изделий машиностроения и авиакосмической техники» (Брянск 2020 г.), научный семинар «Перспективные направления развития финишных и виброволновых технологий», посвященный памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ, д.т.н., профессора А.П. Бабичева.

(Ростов-на-Дону 2021 г.), Сборник научных трудов «Менеджмент качества производственных, социально – экономических и технических систем: развитие и совершенствование» - Брянск: БГТУ (2022 г).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 17 печатных работ, в том числе 5 в рецензируемых научных журналах из перечня ВАК и 1 статья в издании, индексируемая в международной базе данных Scopus и Web of Science, получен 1 патент.

Структура и объем работы.

Диссертационная работа состоит из 5 глав, заключения и библиографического списка, 2 приложений. Работа изложена на 142 страницах, содержит 45 таблиц, 82 рисунка и список литературы из 95 наименований.

ГЛАВА 1. ОБЗОР ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ИЗГОТОВЛЕННОГО С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УНИФИЦИРОВАННЫХ МОДУЛЕЙ

1.1 Модульный принцип построения станков.

В отечественной науке модульный принцип построения станков рассматривается в работах Аверьянова О.И., Бушуева В.В., Кузнецова А.П., Молодцова В.В., Стародубова В.С [1, 4, 68].

На сегодняшний день можно выделить два способа реализации модульного принципа построения станков (в первую очередь с ЧПУ):

1) Станкостроительная фирма самостоятельно разрабатывает ограниченную номенклатуру модулей основных узлов выпускаемого типоразмера станка, используя которые затем разрабатываются конкретные модификации по заказу потребителя;

2) Станкостроительные фирмы проектируют необходимые модификации станков с ЧПУ на основе применения широкой номенклатуры различных готовых узлов и механизмов (в виде модулей) разрабатываемых и изготавливаемых специализированными фирмами [30-46,68,86].

При проектировании и производстве станков и станочных комплексов все чаще используются унифицированные модули. В связи с большим разнообразием конструктивных решений и технических требований выпускается широкая номенклатура унифицированных деталей, узлов различной степени интеграции.

Эти изделия производятся в широком диапазоне размеров, степеней точности, параметров несущей способности, скоростных характеристик на специализированных предприятиях в условиях массового или крупносерийного производства. Это обеспечивает хорошее качество при умеренной цене.

Большой выбор готовых деталей и модулей дает конструктору возможность проектирования конструкций, близких оптимальному, при существенном сокращении трудозатрат – как на стадии проектирования, так и при изготовлении [1,59].

В перечень таких унифицированных модулей и изделий входят в первую очередь [68]: системы числового программного управления (ЧПУ), электрошкафы, комплектные шариковые винтовые пары (ШВП), линейные направляющие, электрошпиндели, системы защиты направляющих, датчики для контроля деталей и настройки инструментов и т. д.

При этом возможно использование модулей различной степени интеграции. Например, направляющие качения могут поставляться в виде отдельных рельсов и кареток, могут включать в себя узлы смазки и защиты от загрязнений. В ряде случаев используют модули еще более высокой степени интеграции, например в виде готовых модулей линейных перемещений, включающих в себя рельсы, каретки, ШВП, подшипниковые опоры, привод, систему смазки и защиты от загрязнений, собранные на базовых несущих элементах.

Рассмотрим на примере модуля линейных перемещений основные унифицированные детали и узлы, которые представлены на сегодняшний день.

1.2 Основные унифицированные модули, используемые в станкостроении на примере модуля линейного перемещения станка

Рассмотрим одну из самых распространенных конструкций модуля линейных перемещений, которая используется на сегодняшний день. Она включает в себя базовую плиту (корпус, станину), на которой устанавливаются линейные направляющие с каретками и комплектная ШВП, включающая винт, гайку и подшипниковые опоры, а также стол. Кроме того, в модуль входит электродвигатель, установленный на базовой плите с

помощью кронштейна. Двигатель соединен с винтом с помощью компенсирующей муфты.

Из-за значительных диаметральных размеров гайки ШВП невозможно разместить в одной плоскости стол, каретки и поверхность корпуса гайки. Поэтому необходимо либо заглобление подшипниковых опор ШВП, либо установка стола на проставках (рисунок.1.1). Первый вариант создает дополнительные технологические сложности по обеспечению точности взаимного расположения базовых поверхностей опор ШВП и рельсовых направляющих. Второй вариант вводит в конструкцию дополнительные детали и, соответственно еще один стык. Конструкция модуля линейного перемещения, выполненная по второму варианту, рассматривалась в работах [60,78,86].

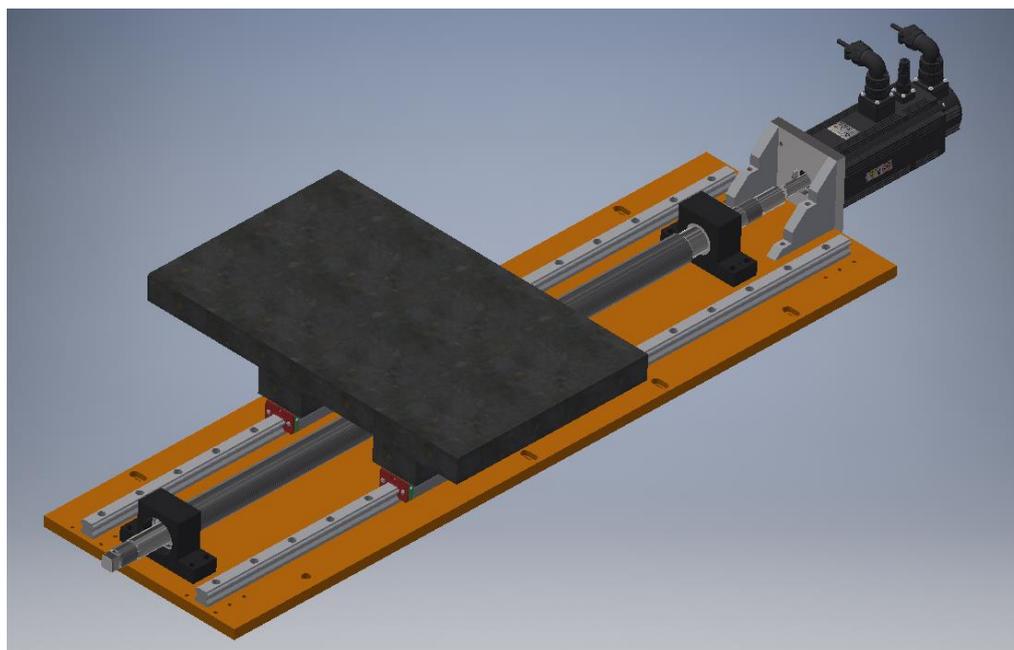


Рисунок 1.1 – Схема узла модуля линейного перемещения на базе унифицированных модулей

Рассмотрим основные детали для модуля линейного перемещения.

1.2.1 Линейные направляющие качения

Модульные направляющие качения нашли широкое распространение в станочном оборудовании. Такие направляющие включают направляющий

рельс и каретки (одну или несколько). Дополнительно направляющие комплектуются элементами смазки, очистки и др.

В направляющих применяют рельсы различных форм и размеров. Существует большое число видов и типоразмеров таких направляющих, которые унифицированы на уровне производителей и их технической документации. Вторым основным элементом направляющей качения является каретка. Каретка контактирует с рельсом через циркулирующие тела вращения (шарики или ролики). Схема контакта тел вращения с рельсом показана на рисунке 1.2.

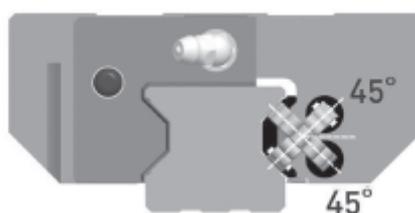


Рисунок 1.2 Схема контактирования тел вращения в направляющей качения «рельс-каретка»

Благодаря такому расположению направляющая способна воспринимать силы, приложенные практически по всем направлениям. Расчетная (допустимая) нагрузка на направляющую (соотношения между составляющими вектора результирующей нагрузки) указана в технической документации фирмы – производителя [39].

Основные части направляющей качения представлены на рисунке 1.3 [39].

Большое количество производителей на мировом рынке представляют азиатские компании такие как: THK (Япония); NSK (Япония); IKO (Япония); NB (Япония); HIWIN (Тайвань); TBI (Тайвань); PMI (Тайвань); ABBA (Китай); YTA (Китай); SBC (Южная Корея) [31, 33, 36 –40,41- 44, 87].

Известна также продукция европейских производителей: Rollon (Италия); SKF (Швеция); Rexroth Bosh (Германия); Schneeberger (Швейцария).

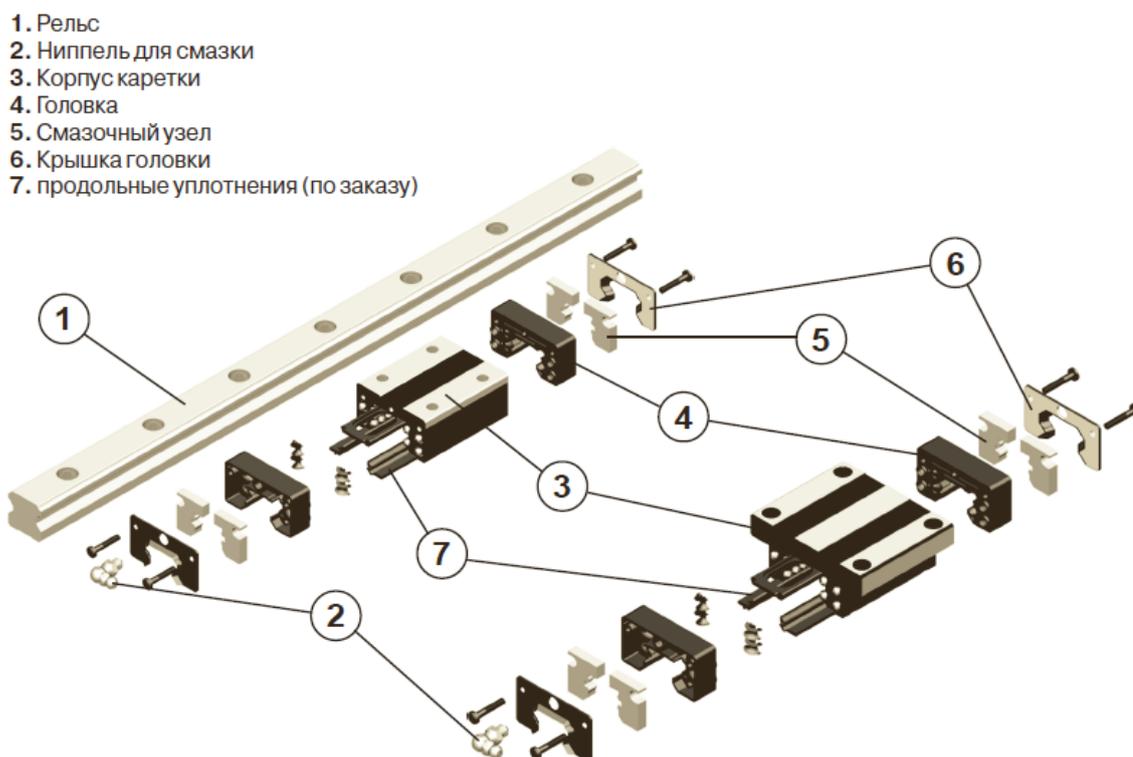


Рисунок 1.3 – Линейная направляющая качения в сборе

В России предприятий, специализирующихся на производстве линейных направляющих качения, практически нет. Тем не менее, отдельные предприятия выпускают такую продукцию для собственных нужд и очень ограниченно для других производителей. Например, производством линейных направляющих занимается ЗАО «Липецкий станкозавод «Возрождение».

В связи с этим широким собственным исследованием направляющих качения проводилось мало [12,54]. Поэтому при конструировании обычно используют методики выбора и расчета, предлагаемые производителями.

Для выбора линейных направляющих производители предоставляют алгоритмы и методы расчета. Например, европейский производитель Rexroth Bosh [39] предлагает алгоритм (рисунок 1.4) и методы расчета на основе стандарта DIN 637.

Изменить расстояние, количество направляющих кареток и количество рельсов

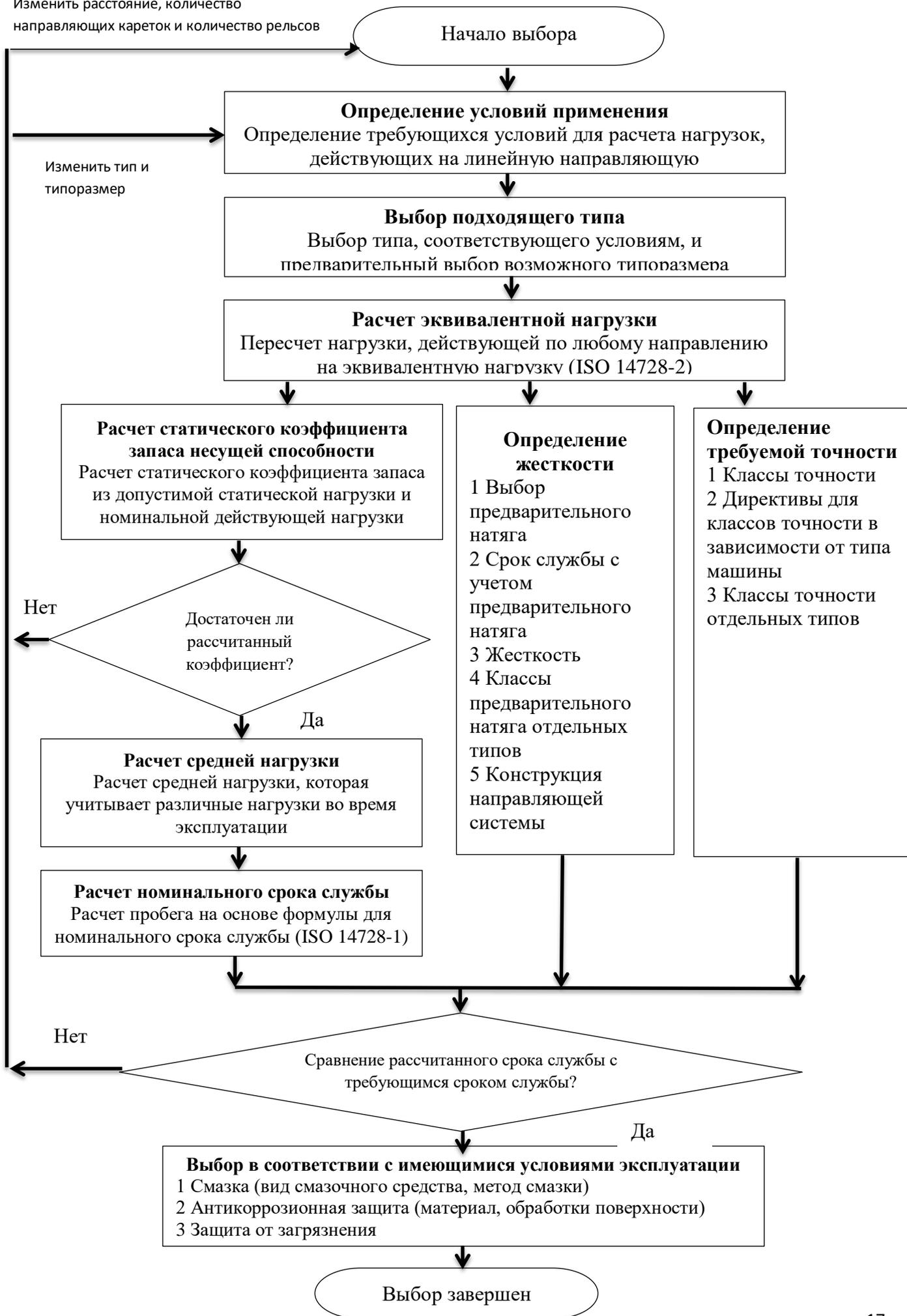
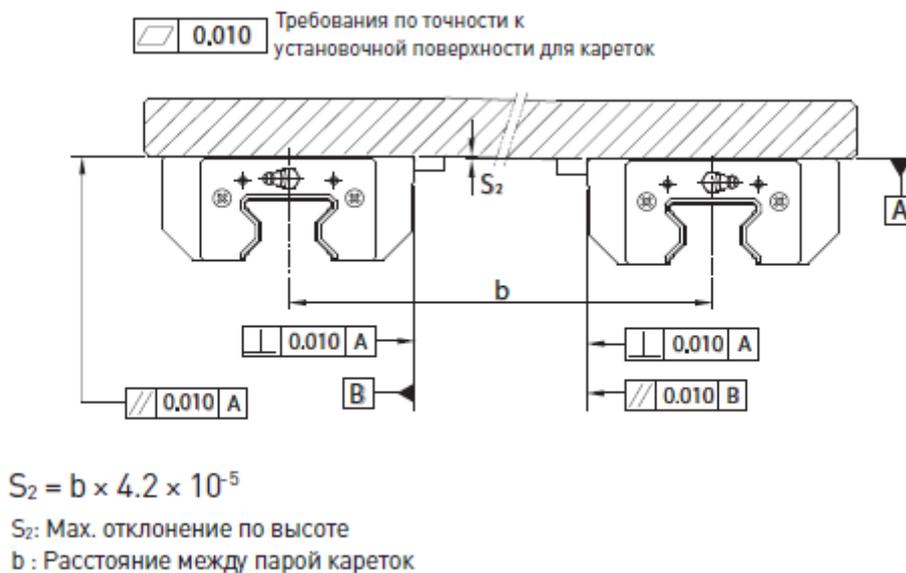


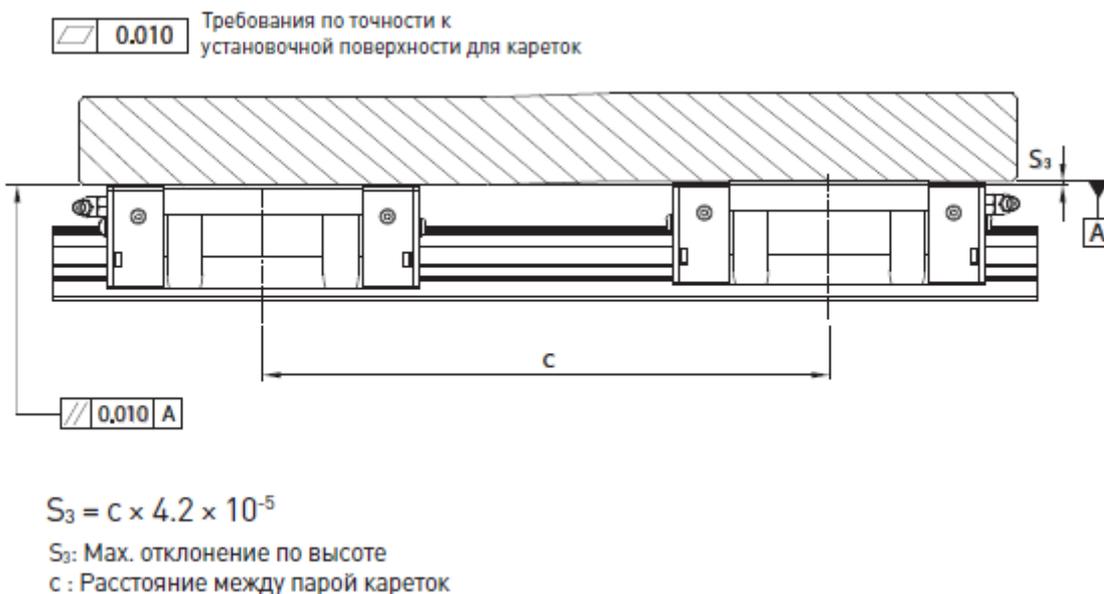
Рисунок 1.4 – Алгоритм выбора линейных направляющих и кареток

Следуя алгоритмам и методикам можно подобрать и рассчитать требуемые направляющие для конкретного случая. Конструктору, как правило, остается задача по внедрению модуля в создаваемую конструкцию.

В ряде случаев производители в своей документации приводят требования по точности монтажа узлов (рисунок 1.5 а, б).



а)



б)

Рисунок 1.5 - Требования по точности монтажа рельсов (а) и кареток (б)

Для технологов производители также предоставляют рекомендации по сборке направляющих. Например, производитель HIWIN [31] предлагает

вести монтаж следующим образом. Сначала монтируется базовый рельс (его называют мастер-рельс). Затем, базирясь по нему, устанавливается второй рельс. Мастер-рельс собирают в следующей последовательности:

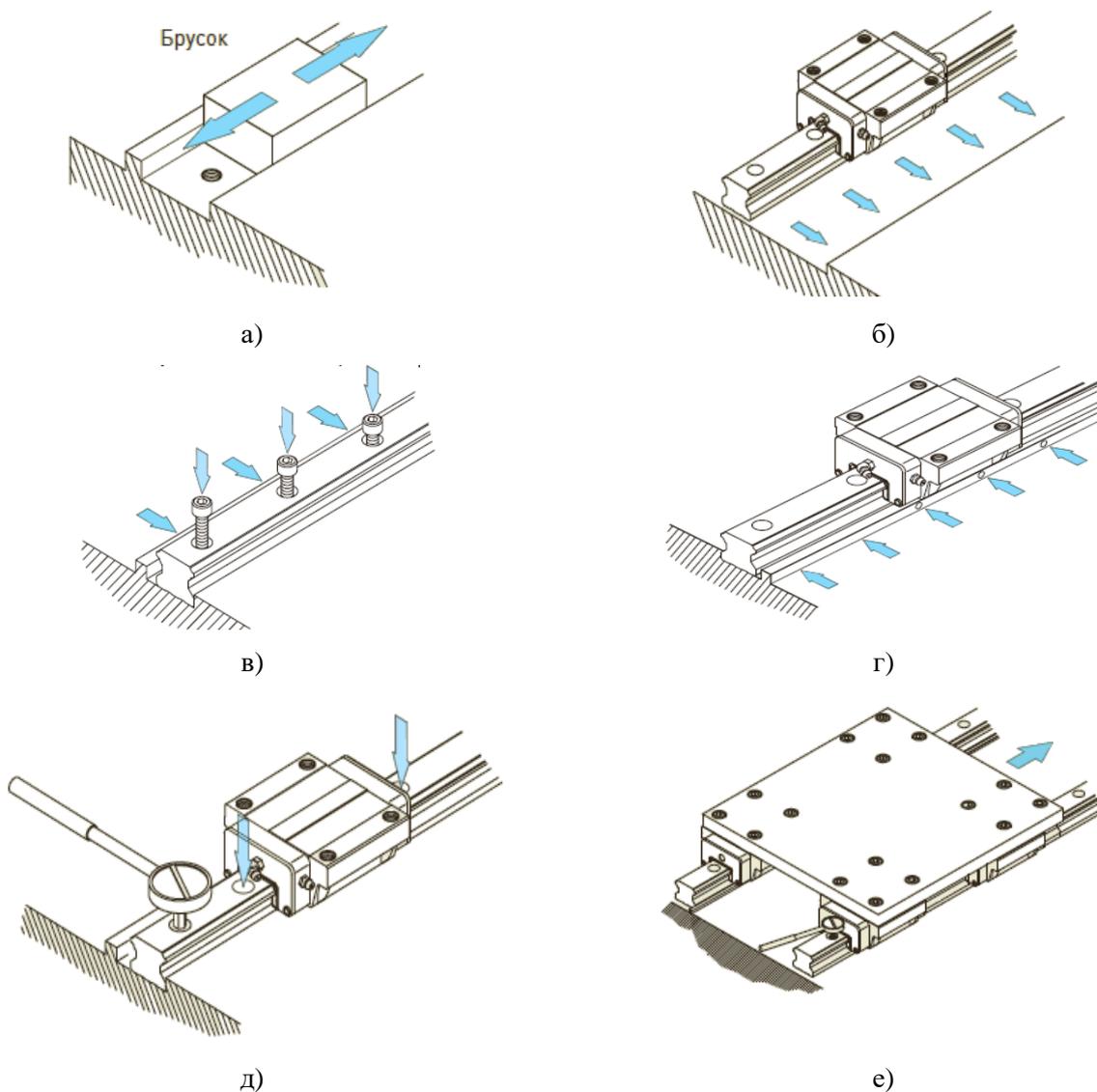


Рисунок 1.6– Схема установки линейных направляющих

1. Перед началом установки необходимо удалить все загрязнения с установочной поверхности (рисунок 1.6 а).
2. Аккуратно положить направляющую на установочную поверхность и придвинуть к базовой поверхности кромки (рисунок 1.6 б).
3. Проверить правильность расположения винтов в крепежных отверстиях (рисунок 1.6 в).

4. Затянуть прижимные болты последовательно для обеспечения полного контакта (рисунок 1.6 г).

5. Затянуть болты динамометрическим ключом на необходимый крутящий момент (рисунок 1.6 д).

6. Установить оставшиеся направляющие таким же способом

Второй рельс монтируют при контроле его положения относительно мастер – рельса. Здесь возможны различные способы. Простейшее решение, рекомендованное производителем – монтаж второго рельса после установки кареток на базовую плиту и их установки на мастер – рельс. Второй рельс устанавливают на каретку без крепления к базовой плите. Затем перемещая стол, затягиваются поочередности крепежные болты на вспомогательной направляющей (рисунок 1.6 е) [31].

В других случаях даются рекомендации по точности выполнения базовых элементов для монтажа, (рисунок 1.7).

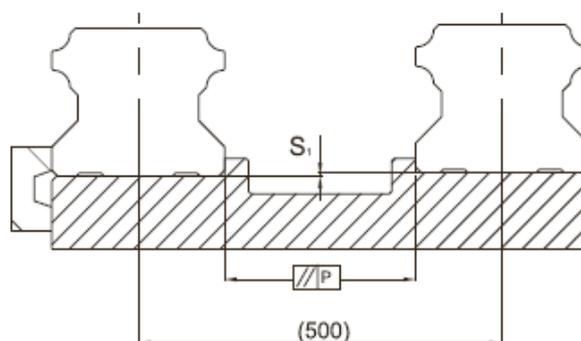


Рисунок 1.7– Схема обеспечения точности монтажа двух рельсов

Производители уделяют большое внимание форме соединительных поверхностей рельсов, в том числе и фасок. При проектировании базовых плит, базующих и поджимных планок эти параметры нужно принимать во внимание.

На рисунке (рисунок 1.8) [37] показана форма рельса фирмы NSK.

Очевидно, что для выполнения требований по точности монтажа требуется выполнение большого числа точных размеров, образующих сложную пространственную размерную цепь. На рельсах достаточно жестко регламентируется разновысотность, параллельности базовых плоскостей

плоскостям катания шариков (роликов). В эти же цепи включаются и допуски на изготовление кареток.

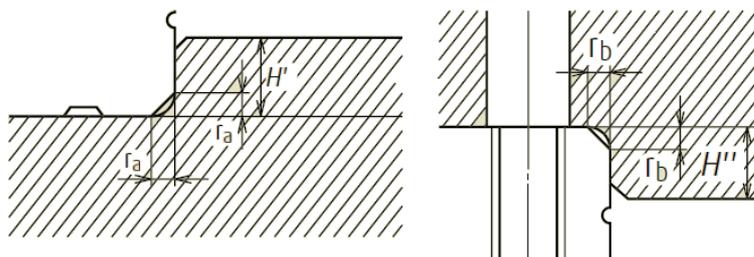


Рисунок 1.8– Форма направляющих NSK

Для выполнения требований по точности монтажа требуется выполнение большого числа точных размеров, образующих сложную пространственную размерную цепь. На рельсах достаточно жестко регламентируется разновысотность, параллельности базовых плоскостей плоскостям катания шариков (роликов). В эти же цепи включаются и допуски на изготовление кареток.

Производитель линейный рельсовых направляющих SBC [41] для расчета значения отклонения допуска по высоте рекомендует линейную зависимость:

$$S_1 = a Y, \quad (1.1)$$

где: S_1 – допустимая погрешность разновысотности, мм; a – расстояние между двумя рельсами, мм; Y – коэффициент, определяемый по справочным данным каталога [39].

Одним из параметров точности является разновысотность кареток (рисунок 1.9). Ее рекомендуют рассчитывать по формуле [36]:

$$S_2 = b \times 0,00004, \quad (1.2)$$

где: S_2 – допустимая точность в разности высоты установленных кареток, мм; b – расстояние между каретками на одной направляющей, x – коэффициент, определяемый по справочным данным каталога [41].

Характер зависимостей 1.1 и 1.2 показывает, что это инженерные зависимости, полученные на базе экспериментальных исследований.

Направляющие рельсы имеют несколько классов точности, которые можно использовать при проектировании. На примере направляющих рельс HG30, которые будут использованы в работе, рассмотрим размер Н (рисунок 1.10) от рельса до плоскости каретки. Значение величины допуска указаны в таблице 1.1 [31].

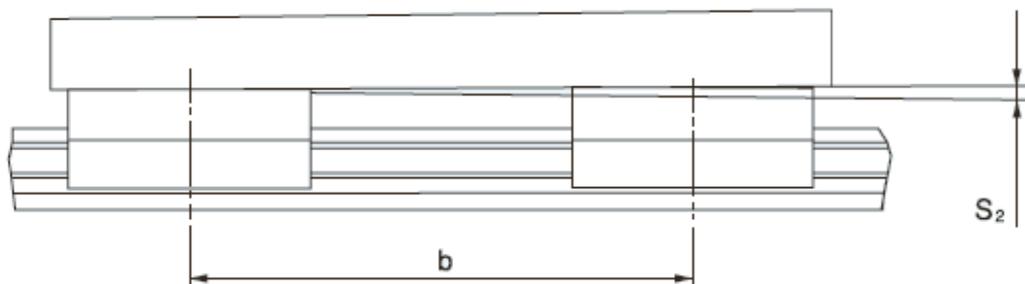


Рисунок 1.9– Схема обеспечения точности базовой поверхности по высоте

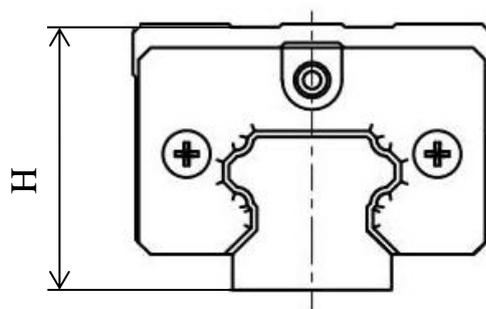


Рисунок 1.10– Размер каретки и рельса в сборе

Таблица 1.1 – Значения допусков на размер Н линейных направляющих от класса точности

Класс точности	С (Стандартный)	Н (Особо точный)	Р (Прецизионный)	SP (Супер прецизионный)	UP (Ультра прецизионный)
Допустимые отклонения по высоте Н ₀	±0,1	±0,04	0 -0,04	0 -0,02	0 -0,01

Конструкция направляющей имеет большое число стыков, жесткость которых также влияет на точность собираемого узла. Частично этот фактор производители пытаются нивелировать рекомендациями по усилию затяжки крепежных винтов. В приведённой ниже таблице 1.2 указаны рекомендуемые моменты затяжки для разных типоразмеров [31].

Таблица 1.2 – Значения моментов затяжки болтов

Типоразмер	Винт	Момент Н·см (кгс·см)	Типоразмер	Винт	Момент Н·см (кгс·см)
15	M4x0,7x16	392(40)	35	M8x1,25x25	3041 (310)
20	M5x0,8x16	883 (90)	45	M12x1,75x35	11772 (1200)
25	M6x1x20	1373 (140)	55	M14x2x45	15696 (1600)
30	M8x1,25x25	3041 (310)	65	M16x2x50	19620 (2000)

Основные требования к направляющим были представлены в работах [12,48,51,54, 59,76].

1.2.2 Шариковая винтовая пара (ШВП)

В большинстве случаев для модуля линейного перемещения в станках движение обеспечивает шарико – винтовая пара (ШВП). Она состоит из винта и гайки, контакт между которыми осуществляется через элементы качения и механизма возврата элементов качения. Сегодня производители ШВП обычно также изготавливают и подшипниковые опоры для них.

Основными производителями ШВП являются: HIWIN (Тайвань); AKETON (Япония); THK (Япония); SBC (Южная Корея); TBI (Китай); ZNT (Китай); KSK (Чехия); Steinmeyer (Германия); Микрон (Украина). В тоже время есть и ряд компаний России, которые выпускают ШВП как для собственных нужд, так и сторонним организациям; УралРемДеталь (Россия); Инмаш (Россия) [30,32,35,41,45,46] и др.

Методически выбор и расчет ШВП и ее элементов проработан гораздо лучше. Имеется литература, в которой эти вопросы рассмотрены достаточно полно и предложены методики, пригодные для инженерной практики [3, 18, 48,75,83-85,88,91,95]. Выполнены конструкторские и технологические исследования задач проектирования, изготовления и контроля таких передач.

Зарубежные производители в своих каталогах также предлагают инженерные методики для решения задач проектирования узлов на базе ШВП. Как правило, это упрощенные алгоритмы, ориентированные на широкий круг объектов проектирования и, как следствие, эффективность их применения зависит от квалификации конструктора.

Производителем направляющих HIWIN [32] предложен следующий алгоритм выбора ШВП (рисунок 1.11).

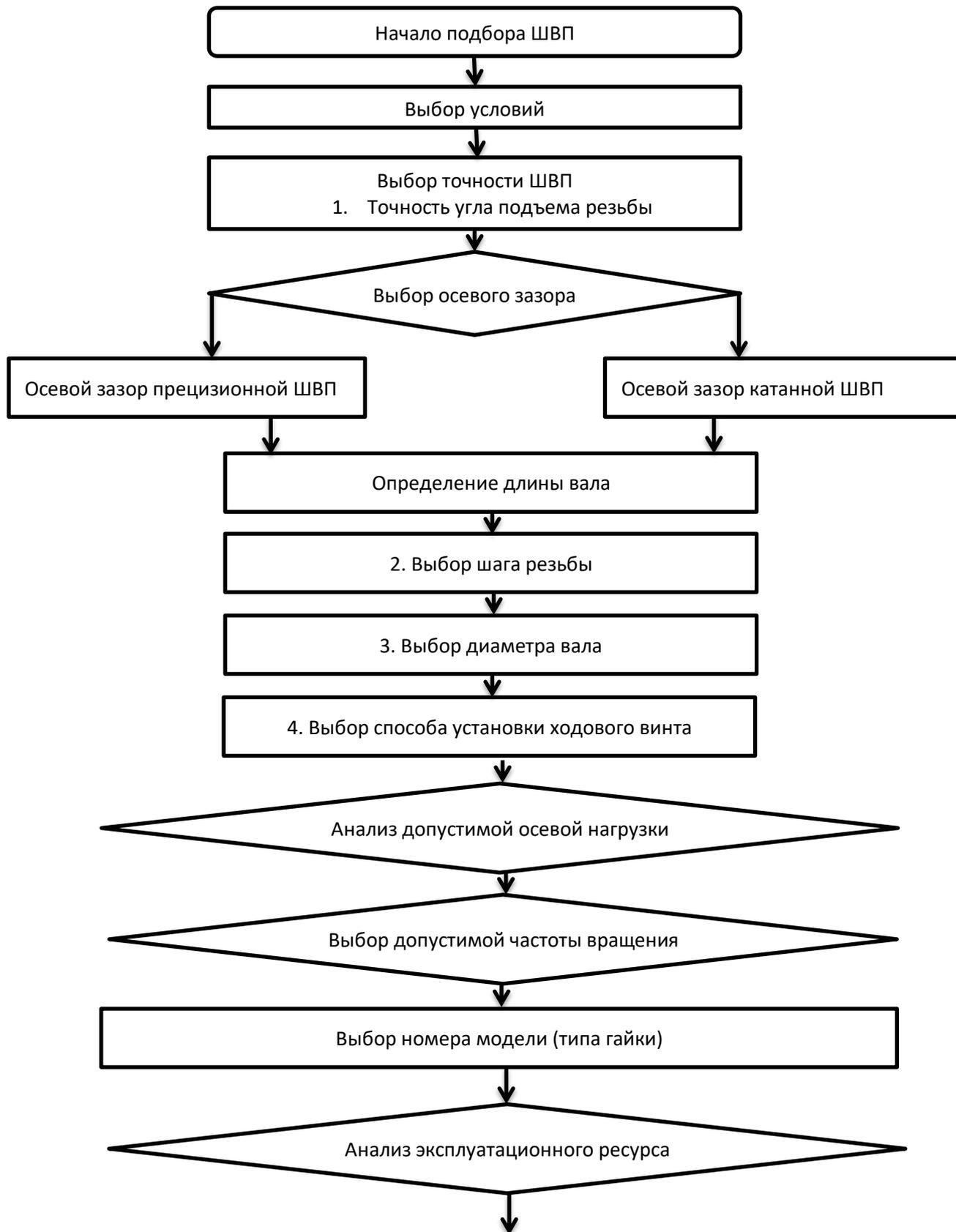
На первом этапе производится выбор группы ШВП, в зависимости от типа проектируемого оборудования. Как правило, производители дают рекомендации по применимости различных моделей своих ШВП. Часть производителей дает конкретные рекомендации по области применения отдельных типов передач. Например, производитель направляющих KSK [35] предоставляет выбор следующих категорий ШВП:

- Стандартные позиционные ШВП;
- ШВП с высокой грузоподъемностью;
- Высокоскоростные ШВП;
- ШВП для низкой скорости и точного позиционирования;
- Транспортные ШВП.

Иногда производители используют развернутую классификацию своих изделий. Производитель HIWIN использует классификацию ШВП с использованием условных обозначений C0, C1, C2...C10. Снижение точности пары соответствует увеличению числового значения. Для каждого класса точности указывают основные параметры точности пары (накопленная погрешность перемещений на регламентированной длине).

На примере подшипниковых опор ШВП для винта R32 (рисунок 1.12) рассмотрим из каталога [32] классы точности и допуска на размер h (таблица 1.3).

Очевидно, что работоспособность ШВП кроме прочего зависит от точности монтажных размеров привода. В первую очередь речь идет о соосности: винта и гайки, подшипниковых шеек винта относительно среднего диаметра, опор этих шеек относительно друг друга (кроме консольного исполнения подшипниковых опор). Погрешности могут быть как линейными, так и угловыми.



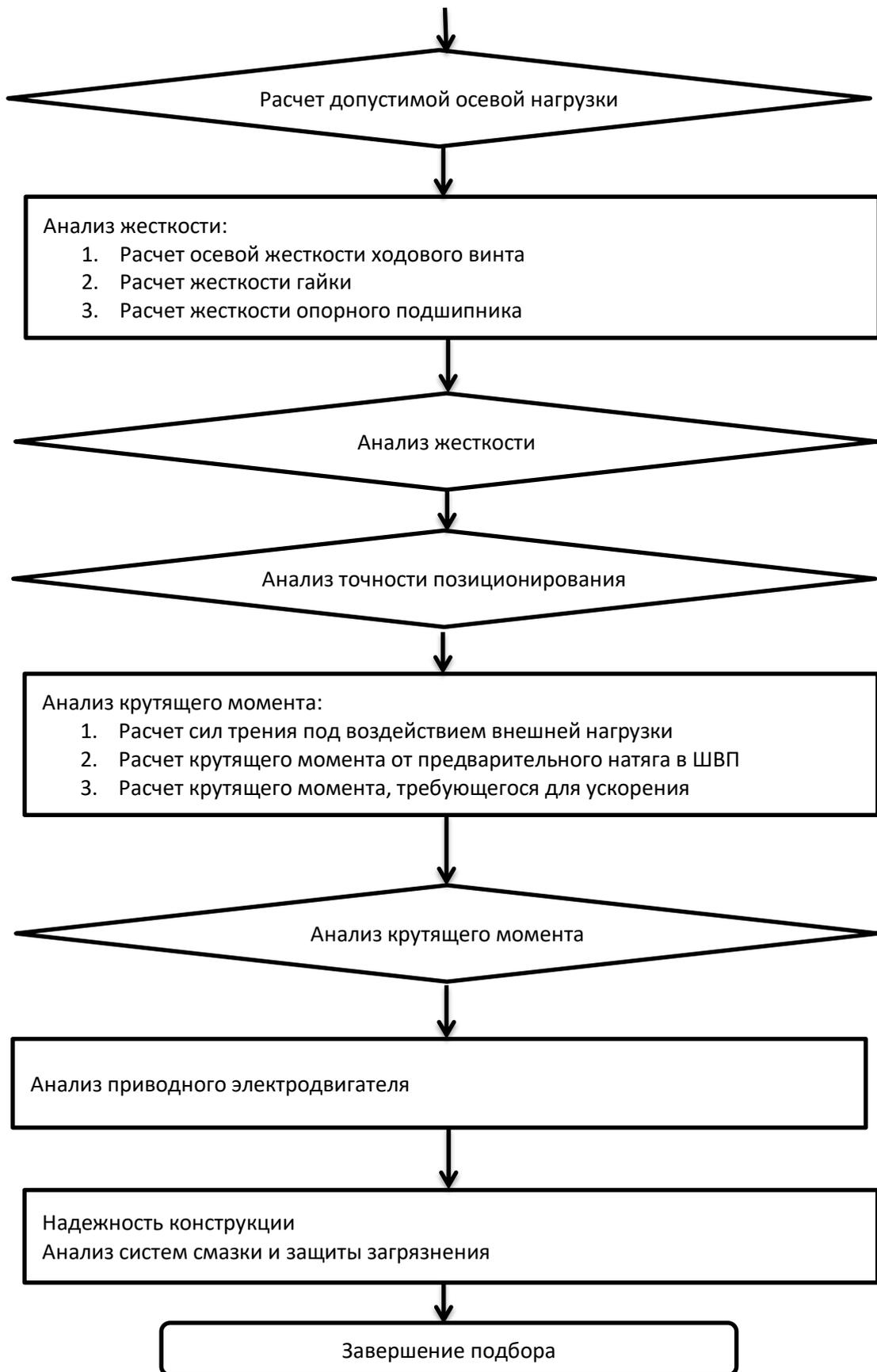


Рисунок 1.11 – Алгоритм выбора линейных направляющих и

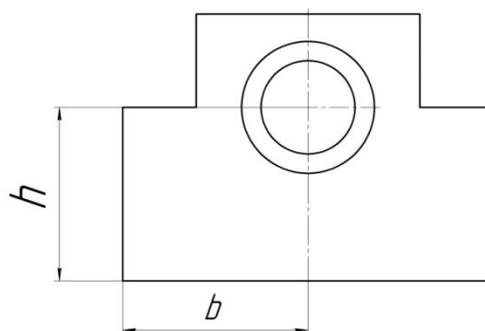


Рисунок 1.12– Размер подшипниковой опоры ШВП для винта R32

Таблица 1.3 – Значения допусков на размер h подшипниковых опор ШВП от класса точности

Точность	(Класс точности $C_8 - C_9$)	(Класс точности $C_7 - C_6$)	(Класс точности $C_5 - C_6$)	(Класс точности $C_0 - C_4$)
Допуск на размер h	$\pm 0,05$	$\pm 0,03$	$\pm 0,02$	$\pm 0,01$
Допуск на размер b	$\pm 0,05$	$\pm 0,04$	$\pm 0,02$	$\pm 0,015$

Часть названных погрешностей регламентируется документацией производителя. В частности для каждого класса точности, указываются допуски на биение относительно оси винта: подшипниковых шеек, среднего диаметра, наружного диаметра и корпуса гайки (для гаек с круглым корпусом). Рекомендаций по допускам на монтажные размеры производители не дают.

Каждый из компонентов погрешности и все они вместе приводят к возникновению дополнительных нагрузок, как в опорах, так и в паре винт-гайка. В результате этого ухудшаются параметры передачи: крутящий момент холостого хода, долговечность, точность. Наряду с отдельными составляющими производители оперируют интегральным понятием «накопленная угловая несоосность» [32].

На рисунке 1.13 показана схема деформаций пары винт-гайка и график зависимости коэффициента сокращения ресурса от накопленной несоосности. Из графика видно, что зависимость нелинейная и, начиная с некоторых значений работоспособность передачи, снижается в десятки раз.

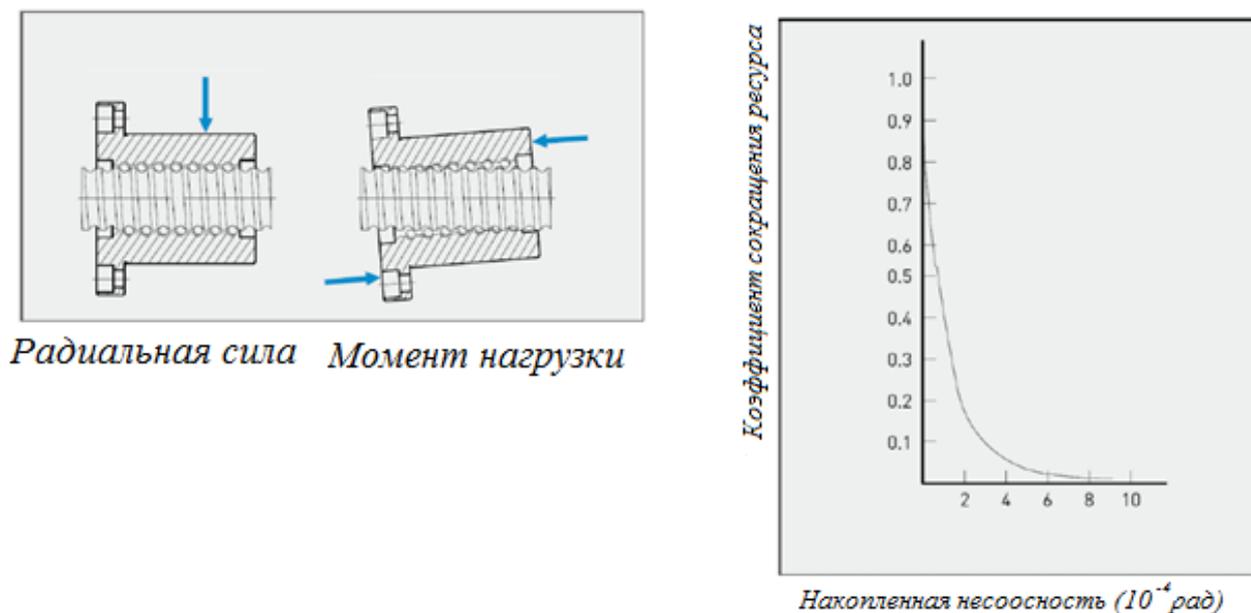


Рисунок 1.13 – Нагрузки, возникающие при отсутствии соосности и системе и коэффициент сокращения нагрузки

Угловое расположение технологически обеспечить проще. Линейные погрешности устранить сложнее. На рисунке 1.14 показана схема возникновения угловой погрешности. Линейная и угловая погрешности связаны зависимостью [31]:

$$A = l \times \sin\theta , \quad (1.3)$$

где: A – линейная погрешность, мм; l – вертикальное (или горизонтальное) расстояние от центра ШВП, мм; θ – угол наклона, рад.

Угловые погрешности, в основном, можно устранить при сборке. Линейные погрешности нужно компенсировать только при механической обработке деталей и сборок. При этом возникает сложная конструкторско-технологическая задача расчета исполнительных размеров отдельных деталей, для обеспечения точности замыкающего звена сложной пространственной размерной цепи. При этом рекомендаций по решению этой задачи не приводится.

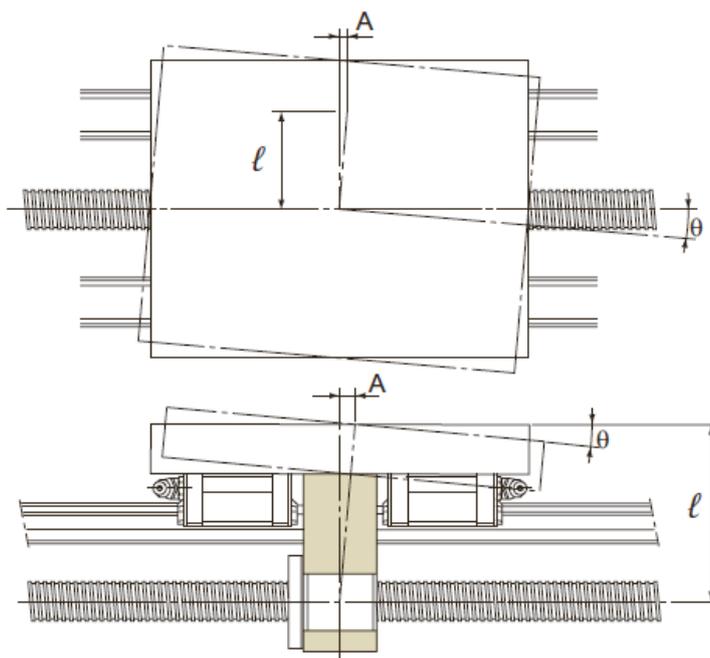


Рисунок 1.14 - Взаимосвязь угловой и линейной погрешностей гайки ШВП

Особую сложность ей придает наличие дополнительных составляющих – контактных деформаций в стыках. Для модульных конструкций с большим числом стыков игнорировать эти составляющие размерной цепи невозможно.

1.3 Контактная жесткость и пространственно-контактные деформации стыков модульных конструкций

Контактная жесткость стыков определяет способность поверхностных слоев деталей, находящихся в контакте, сопротивляться действию сил, стремящихся их деформировать [47, 49, 52, 60, 61, 64, 66, 68 - 71].

$$j = \frac{P}{y}, \quad (1.4)$$

где: P – удельная нагрузка, приходящаяся на геометрическую площадь контакта, Н; y – контактные перемещения, мм.

Для определения деформаций и контактных сближений в плоских стыках при статическом нагружении для их оценки была предложена зависимость (1.5) Соколовским А.П. [9,67]. На основании экспериментов со стальными и чугунными образцами различной шероховатости была предложена зависимость контактных сближений - y_k от давления - q в виде:

$$y_k = kq^m, \quad (1.5)$$

где q - среднее давление в стыке; $m = 0,3...0,5$; $k = 4...60$ - для стальных образцов; $k = 10...130$ - для чугуновых образцов.

После данная зависимость была уточнена в работах К.В. Вотинова, И.Г. Горячевой, И.Т. Гусева, Н.Б. Демкина, Ю.Н. Дроздова, А.С. Иванова, В.В. Измайлова, И.В. Крагельского, З.М. Левиной, Д.М. Решетова, Э.В. Рыжова, А.П. Соколовского, А.Г. Сулова, Г.Е. Чихладзе, В.В. Шелюфаста, Косова М.Г. и др. [47, 49, 52, 61, 62, 65, 67, 69 - 72]. Большинство исследователей использовали зависимость, схожую с (1.5), но в ней уже косвенно учтено качество контактирующих поверхностей:

$$\delta = C\sigma^m, \quad (1.6)$$

где: σ – среднее давление в стыке, кг/см²; C – значение коэффициента при глубоком шабрении 1,5; при среднем 0,8; при финишном строгании 0,6; при финишном шабрении и тонком шлифовании 0,15 – 0,2; при притирке 0,07.

При малых площадях контакта (менее 100 – 150 см²) и тщательной взаимной пригонке влиянием отклонений от плоскостности при повторных нагружениях можно пренебречь $m=0,5$.

В работах Дёмкина Н.Б. [9, 14 - 16] при изучении вопросов, связанных с контактированием реальных поверхностей доказано, что наилучшие результаты получаются при моделировании шероховатости сферами и эллипсоидами. Упругий контакт имеет место при сопряжении поверхностей с малой шероховатостью ($R_z = 0,2...3,2$ мкм). Пластической можно считать деформацию для грубо обработанных поверхностей ($R_z = 40... 320$ мкм).

В работе [9], рассмотрены контактные сближения шероховатых поверхностей, с учетом их механических свойств. Процесс рассмотрен как контакт криволинейных тел, моделирующих шероховатость, контактные сближения соответствующий распространению пластических деформаций на всю площадку контакта которые описываются зависимостью:

$$y_{нл} = \frac{\eta_{\delta}}{2 \sum_{\kappa}} (\pi \eta_a \eta_{\epsilon} k_1 c'' \sigma_T)^2, \quad (1.7)$$

где: $\eta_a, \eta_{\delta}, \eta_{\epsilon}$ - коэффициенты, зависят от угла между плоскостями кривизны – ω ; σ_T - предел текучести исходного материала контактирующих поверхностей; c'' - коэффициент стеснения, определяемый по данным Рыжова Э.В., Сулова А.Г. и Фёдорова В.П. [9, 64] зависимостью:

$$c'' = 4,78 \frac{H_{\mu пов}}{H_{\mu исх}}, \quad (1.8)$$

\sum_{κ} - сумма главных кривизн соприкасающихся тел

$$\sum_{\kappa} = \frac{1}{\rho_{n1}} + \frac{1}{\rho_{np1}} + \frac{1}{\rho_{n2}} + \frac{1}{\rho_{np2}}, \quad (1.9)$$

где: ρ_n, ρ_{np} - соответственно поперечные и продольные радиусы микронеровностей контактирующих поверхностей.

Контактные сближения имеют упруго-пластический характер. С учетом существования пластических и упругих деформаций А.Г. Сулов предложил вести расчеты деформаций стыков для первого и последующих нагружений. Им предложены зависимости для расчета контактных сближений [64, 69]:

$$y_K = (y_{пл1} + y_{пл2}) + (y_{уп1} + y_{уп2}), \quad (1.10)$$

где: $y_{пл1}$ и $y_{пл2}$ – пластические деформации соответственно первой и второй контактирующих деталей при первом приложении нагрузки; $y_{уп1}$ и $y_{уп2}$ – упругие деформации соответственно первой и второй контактирующих деталей.

В общем случае при действии силы P эти составляющие контактных деформаций можно рассчитать по формулам:

$$y_{пл} = \pi \left(\frac{2\pi \cdot PRaWzH_{max}}{AH_{\mu_0}} \right)^{1/3}, \quad (1.11)$$

$$y_{уп} = 2\pi \frac{1-\mu^2}{E} H_{\mu_0} S_m \frac{y_{пл}}{Ra}, \quad (1.12)$$

где: R_a – среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости; W_z – средняя высота волн; H_{\max} – максимальное макроотклонение; A – геометрическая площадь контакта; $H_{\mu 0}$ – поверхностная микротвердость; μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости материала; S_m – средний шаг неровностей профиля шероховатости.

При повторных нагрузках (без их увеличения) контактные перемещения определяются упругими деформациями $u_{уп}$.

Расчёт по схеме упругопластического контакта производится для поверхностей с шероховатостью $R_z = 6,3 \dots 20$ мкм и позволяет наряду с пластической деформацией микронеровностей учесть их упругую осадку.

Ряд исследователей считают [61], что с достаточной для практических расчётов точностью контактных сближений при сопряжении поверхностей с шероховатостью $R_z = 0,8 \dots 320$ мкм расчеты могут быть выполнены по схеме пластического контакта. Увеличение деформации за счёт упругой осадки поверхностных микронеровностей может быть учтено с помощью коэффициента α . Для сферической модели микронеровностей деформации при пластическом контакте плоских поверхностей, лишенных волнистости, рассчитывается по формуле [61]:

$$y_k = R \max \left(\frac{Q}{A_c \alpha c \sigma_T b} \right)^{1/v}, \quad (1.13)$$

где R_{\max} – максимальная высота микронеровностей; A_c – контурная площадь; Q – равномерно распределённая нормальная нагрузка, действующая на стык; α – коэффициент, характеризующий упругую осадку ($0,6 \leq \alpha \leq 1$); σ_T – предел текучести материала в упрочнённом состоянии; c – коэффициент; $c \approx 3$; причём $c \sigma_T \approx HB$ [17, 64]; b, v – коэффициенты опорной кривой поверхности [17, 64].

В работах А.С. Иванова [22 – 25] была предложена другая зависимость между контактными сближениями δ и давлением p в контактном слое,

учитывающая параметры, известные конструктору на стадии проектирования.

$$\frac{\delta}{Ra} = C_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{E}}, \quad (1.14)$$

где: $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$, Ra_1 , Ra_2 – средние арифметические высоты микронеровностей контактирующих поверхностей деталей; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости контактирующих поверхностей деталей; c_0 – коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей, который в результате исследований и испытаний был выведен для контактируемых поверхностей полученные торцовым точением или строганием, в случае параллельности следов обработки $c_0 = 160$; для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием, независимо от направления следов обработки и полученных торцовым точением или строганием, в случае непараллельности следов обработки $c_0 = 500$; ε – коэффициент влияния масштаба, учитывающий влияние волнистости и отклонений формы («масштабный фактор»).

$\varepsilon = f(\Delta - W_{\max})$ – коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска плоскостности Δ , определяемого степенью точности по ГОСТ 24643 – 81 и наибольшим размером контактной поверхности, а также наибольшей высотой волны W_{\max} .

Для расчетов контактной жесткости были также предложены эмпирические зависимости для различных материалов в работах [70, 71]. Например, для образцов, изготовленных из чугуна СЧ 21 и стали 40Х зависимость имеет вид:

$$j_{\text{ср}} = k_0 \frac{H_{\mu 0}^{k_4} \rho_m^{k_3} \rho_{m \text{ пр}}^{k_4}}{R_p^{k_1} W_p^{k_2}}, \quad (1.15)$$

Коэффициенты k_0 , k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 зависят от свойства материала, номера нагружений и др. Значения ρ_m и $\rho_{\text{мпр}}$. $H_{\mu 0}$, R_p , W_p – соответственно параметры макроотклонений, шероховатости, волнистости поверхности. Характер

зависимости, большое число табличных данных, поправочных коэффициентов затрудняет использование таких зависимостей на практике.

В существующих методиках по проектированию станочных узлов из унифицированных модулей, практически отсутствует информация о контактной жесткости и её характеристики контактного сближения слоя.

В связи с тем, что требования к оборудованию по точности могут быть высокими. Величина контактных сближений может достигать половине допуска на размер.

Анализ показал, что вопросы контактных сближений достаточно хорошо изучены теоретически. Существуют зависимости для расчета деформаций стыков, в том числе, с некоторыми замечаниями, пригодные для инженерных расчетов.

В то же время необходимо отметить, что многие из этих зависимостей имеют ограничения по применимости. В первую очередь это относится к пробелам в исследовании контактирования протяженных тел с большой площадью контакта. Для таких тел характерно наличие волнистости и макроотклонений. Поэтому существующие зависимости необходимо уточнить для контакта такого рода.

Выводы по главе 1

На основе выполненного анализа современной технической литературы можно сделать следующие основные выводы:

1. Унифицированные модули, узлы, детали находят широкое применение в машиностроении, в частности станкостроении, что требует разработки новых и доработки существующих методик проектирования.

2. Часть технических решений, применяемых в современных модулях для станкостроения, имеют специфику, определяемую производителями, которые в неполной мере открывают её для пользователей. Предлагаемые производителями методики, основанные на практическом опыте, являются упрощенными и пригодными не для всех случаев.

3. В современных методиках при проектировании линейных передач на базе унифицированных модулей, практически не учитываются пространственно-контактные деформации стыков деталей и сборочных единиц при назначении исполнительных и монтажных размеров.

4. Существующие зависимости по определению контактных сближений имеют ограничения связанные в первую очередь с пробелами в исследовании контактирования протяженных тел с большой площадью контакта.

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1 Объект исследования, принятые исходные данные и допущения

Одним из распространенных объектов, создаваемых по модульному принципу, являются модули линейных перемещения на базе рельсовых направляющих и ШВП. Такой объект является весьма характерным по возможным проявлениям погрешностей, возникающих из-за факторов, не учитываемых в проектных расчетах.

Чаще всего используются следующая схема. На станине монтируются рельсы, по которым перемещаются каретки (не менее 2-х штук на каждый рельс). На каретках непосредственно или через проставку монтируется плита суппорта. Между рельсами монтируется ШВП на опорах. Существуют различные схемы опор, но наибольшее распространение получили конструкции с одной жесткой и одной плавающей опорами (рисунок 2.1), и с одной жесткой опорой

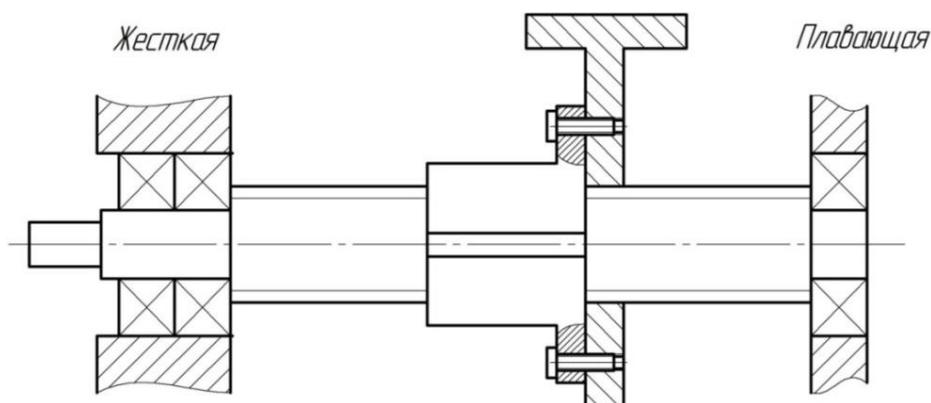


Рисунок 2.1– Схема установки ШВП

Корпуса опор крепятся к станине, корпус гайки – к подвижной плите суппорта. Выбранный для исследований модуль имеет все характерные особенности, присущие модульным конструкциям. Модуль линейных перемещений имеет большое число неподвижных и подвижных стыков, при сборке монтажные размеры образуют сложные размерные цепи, составные элементы которых имеют как линейные, так и угловые допуски.

На этом объекте, имеющем основные характерные признаки конструкции оси линейных перемещений, были выполнены исследования. В ходе исследований рассмотрены взаимосвязи конструкторских и технологических размеров, в том числе с учетом контактных деформаций и допустимых отклонений элементов (комплектная ШВП и направляющих качения), входящих в модуль.

Размерные цепи, возникающие при анализе объекта исследования, были несколько упрощены. В частности, не учитывались пространственно-контактные деформации тел вращения направляющих качения и гайки ШВП. Это упрощение связано с высокой неопределенностью контактной задачи в условиях существования предварительного натяга. Величина натяга оказывает большое влияние на жесткость таких стыков, в тоже время задается производителями косвенно, что крайне затрудняет расчеты. Для практической деятельности, для инженерных расчетов эти пространственно-контактные деформации можно учесть путем использования графических зависимостей, часто приводимых производителями в каталогах.

2.2 Алгоритм решения задачи по обеспечению точности модуля линейных перемещений

На рисунке 2.2. предложен алгоритм решения задачи по обеспечению точности модуля линейных перемещений.

Основной задачей алгоритма является определение основных размеров и допусков деталей, которые будут изготавливаться с учетом размеров унифицированных модулей, и пространственно-контактных деформаций. Критерием работоспособности являются силовые характеристики модуля линейного перемещения, а именно радиальная сила и дополнительный крутящий момент холостого хода, которые возникают при возможном зазоре или натяге винта при решении размерных цепей. Полученный в ходе расчетов момент холостого хода сравнивается с допустимо возможным значением, и после чего принимается решение о необходимости увеличении

допусков, улучшении поверхностного слоя детали или уменьшения зазора (натяга).

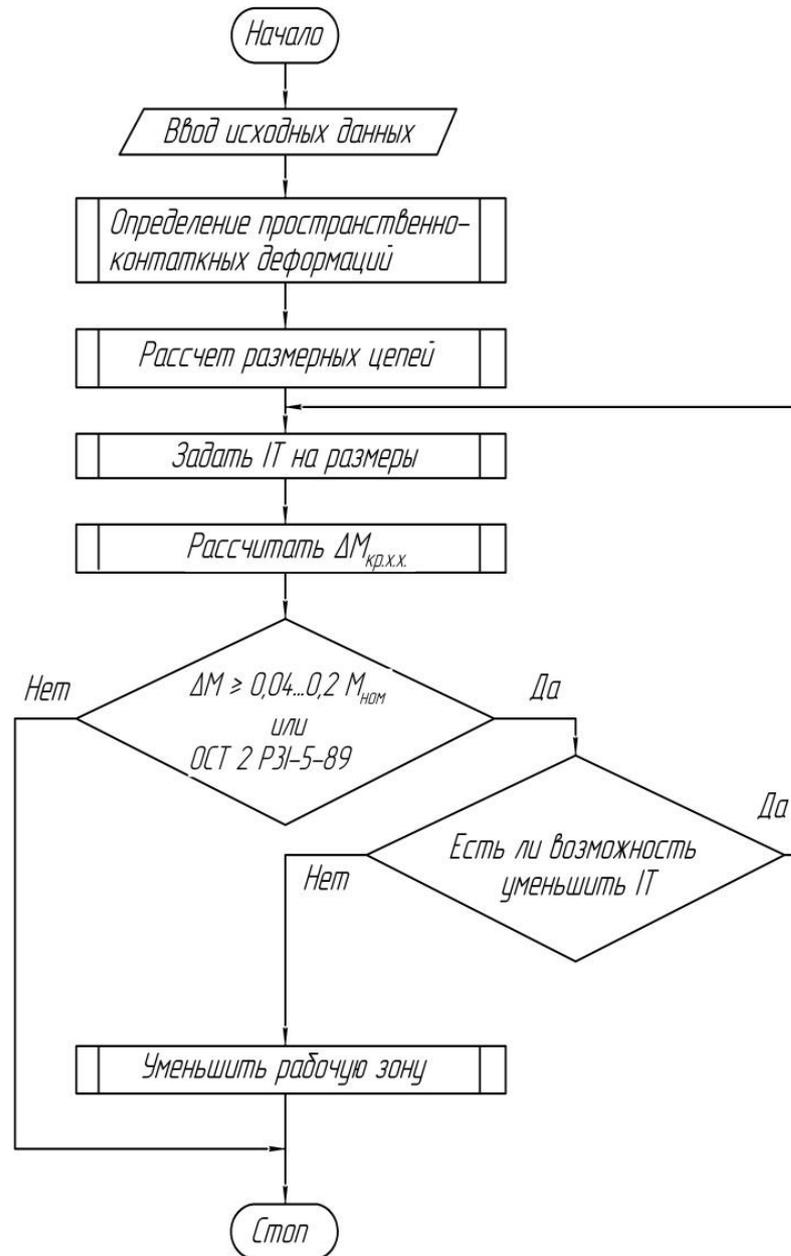


Рисунок 2.2 – Алгоритм исследования

На 1 этапе подбираются основные детали для модуля линейного перемещения по рекомендациям производителя, выполняются требуемые расчеты.

На 2 этапе необходимо определить пространственно-контактные деформации теоретическим или экспериментальным путем для каждого плоского стыка модуля линейного перемещения.

На 3 - 4 этапе определяются номинальные размеры и их допуски путем решения размерных цепей.

На 5 - 6 этапе определяется дополнительный момент холостого хода, который далее сравнивается с допустимо возможным значением, который образуется в винте ШВП.

После полученных значений при несоответствии условий с помощью итерационных расчетов определяем требуемое значение дополнительного момента холостого хода.

2.3 Экспериментальные исследования. Средства измерения

Для экспериментальных исследований был создан специальный стенд, на котором были воспроизведены типовые конструктивные решения, широко используемые в серийном оборудовании. Частично эксперименты были проведены на специальной опытно-промышленной установке, созданной при участии автора. В ходе исследований проводились измерения свойств материалов, используемых при изготовлении станка, шероховатости рабочих поверхностей, геометрических параметров (пространственно-контактные деформации), а также силовых характеристик (усилий и крутящих моментов).

2.3.1. Определение химического состава и микротвердости материалов

Химический состав материалов исследовался с помощью спектрального метода. Измерения выполнялись на оптико-эмиссионном спектрометре для анализа металлов мод. ДФС-500 (рисунок 2.3 а). Прибор предназначен для определения химического состава образцов, устанавливаемых на штативе прибора, включая углерод, фосфор и серу.

Измерение микротвердости проводилось на твердомере Hardwin XL KB 30S (рисунок 2.3 б). Твердомер позволяет сделать измерения по всей площади детали и отображает на монитор экрана 3D модель всех измерений, и разницу твердости на участках детали.



а)



б)

Рисунок 2.3 – Оборудование для экспериментальных исследований
а) - Оптико-эмиссионный спектрометр для анализа металлов ДФС-500; б) -
Микротвердомер Hardwin XL KB 30 S

2.3.2. *Определение шероховатости, волнистости и параметров макрогеометрии*

Определение параметров шероховатости проводились с помощью Профилометра Surftest SJ-220 (рисунок 2.4). Данный прибор портативный, что позволяет производить измерения непосредственно на детали. По статистическим данным проводившейся поверки приборов, погрешность не превышает 5%.



Рисунок 2.4 – Профилометр Surftest SJ-220

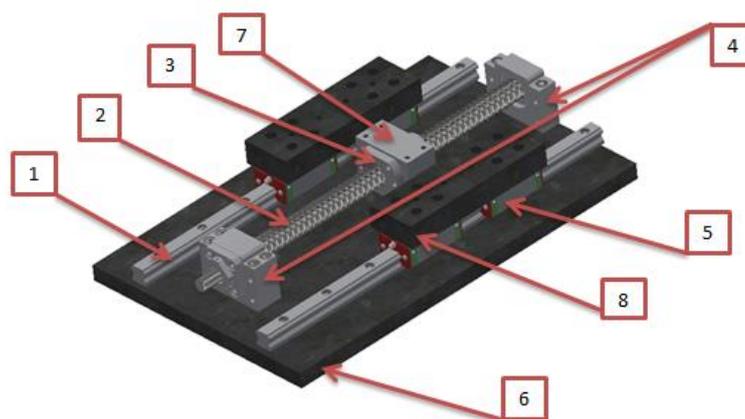
Для измерения волнистости и параметров макроотклонений использовались магнитные индикаторные стойки с ценой деления 0,1 мм и 0,01 мм, поверочные линейки, концевые меры, щупы, микрометры.

2.4. Стенд для экспериментальных исследований

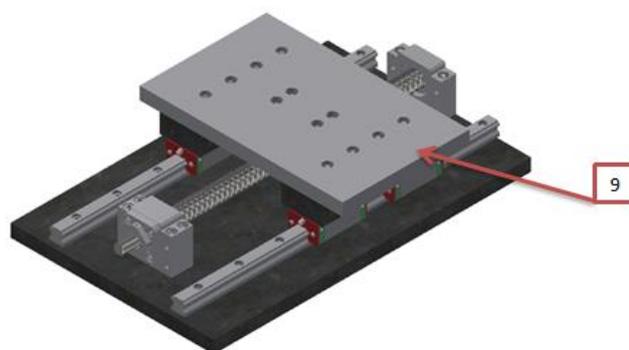
Для экспериментальных исследований по влиянию контактных деформаций на параметры качества привода был спроектирован и изготовлен специальный стенд, максимально приближенный по конструкции к решениям, используемым на практике в модульных конструкциях технологического (станочного) оборудования.

Общая конструкция стенда представлена на рисунке 2.5.

Стенд включает в себя унифицированные детали, узлы и оригинальные детали. Унифицированные элементы широко представлены на рынке и используются промышленностью. К ним относятся: комплектные рельсовые направляющие (рельс + каретка), шарико-винтовые передачи (ШВП) и подшипниковые опоры.



а)



б)

Рисунок 2.5 – Узел линейных перемещений на базе ШВП
а) узел без стола; б) узел со столом

Использовались унифицированные модули производства фирмы HIWIN, условный размерный параметр 30. Точность модулей назначались исходя с учетом рекомендаций производителя. Выбранные изделия применяются в металлорежущих станках нормальной точности. Направляющие качения, а также ШВП имеют преднатяг.

1. Линейные направляющие и каретки.

Для исследований были выбраны направляющие HGR30R650H, основные размеры и внешний вид которых показан на рисунке 2.6.

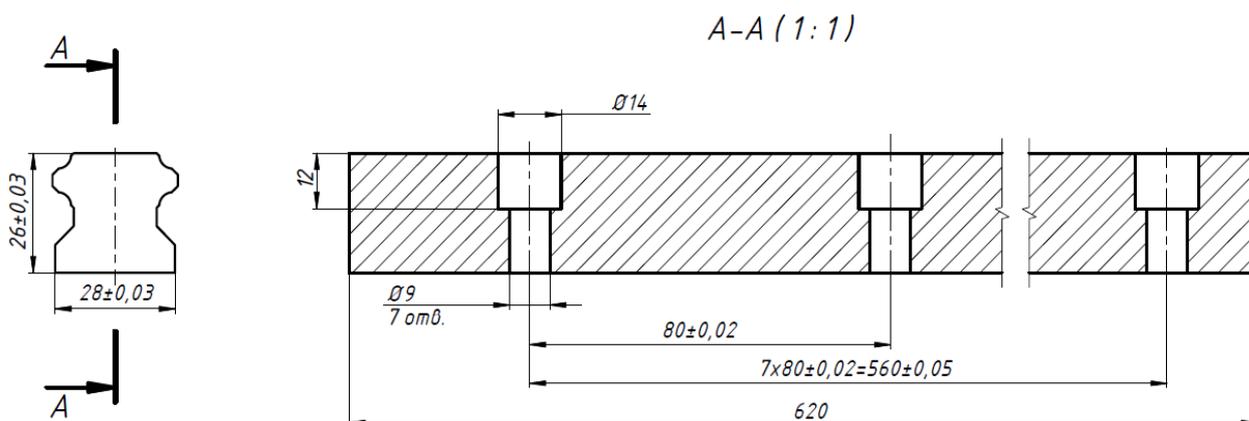


Рисунок 2.6 – Основные размеры линейных направляющих (рельсов):

Для данного типа рельса применены каретки HGH30CAN. Основные их размеры представлены на рисунке 2.7.

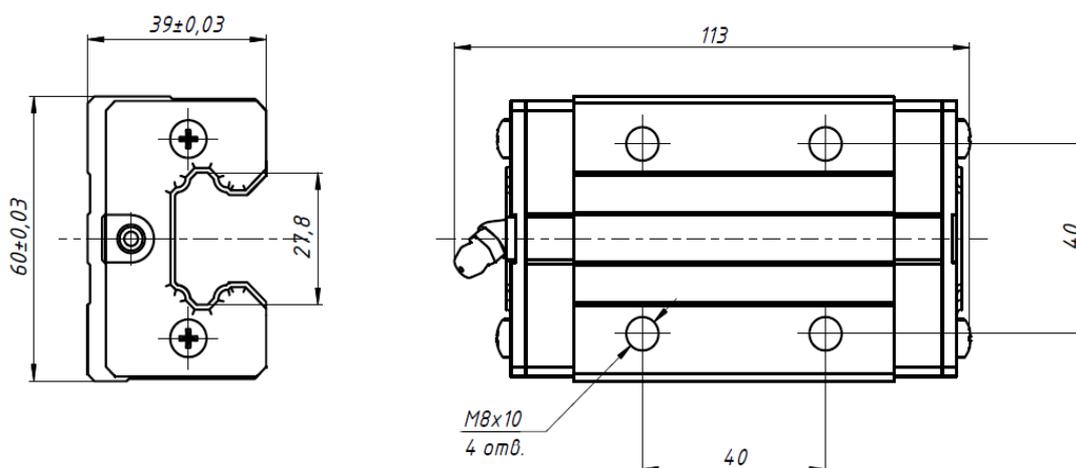


Рисунок 2.7 – Основные размеры кареток для линейных направляющих

В сборе линейные направляющие и каретки имеют регламентированный высотный размер (рисунок 2.8).

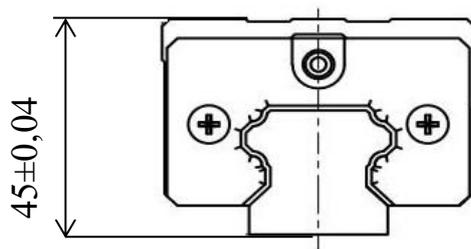


Рисунок 2.8– Размер каретки и рельса в сборе

2. Узел ШВП

Основными элементами узла ШВП являются: винт, гайка, корпус гайки и подшипниковые опоры.

В экспериментах применялся винт с накатанной резьбой R32-5B2-FE2-1290-1400-0.006. Шаг винта 5 мм, основные размеры показаны на рисунке 2.9.

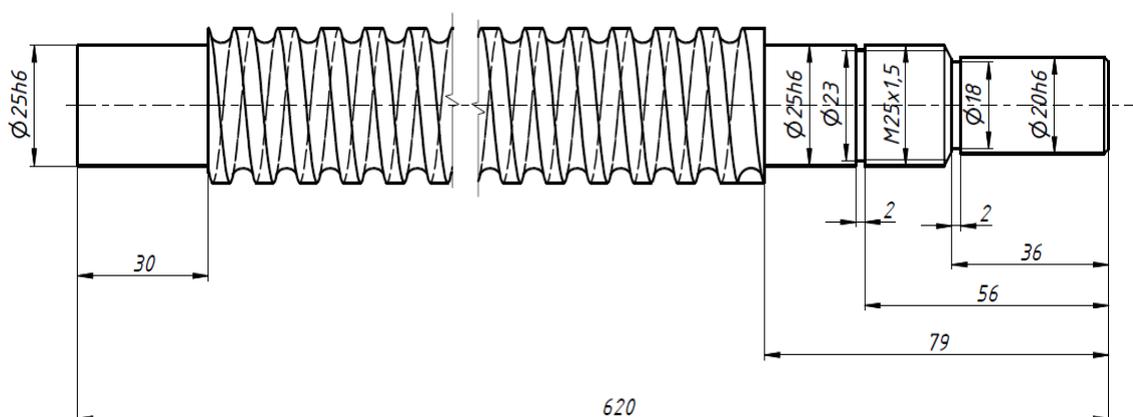


Рисунок 2.9 – Основные размеры ходового винта ШВП

Для ШВП использована гайка ШВП R32-5B2-FE2-1290-1400-0.006. Основные габаритные размеры показаны на рисунке 2.10.

Так как с учетом специфики экспериментального стенда не удалось подобрать корпус гайки ШВП необходимого типоразмера из продукции производителя, он был спроектирован отдельно и показан ниже. Корпуса

подшипниковых опор для ШВП подбирались с учетом принятой схемы предлагаемой производителем.

Конструкция плавающей подшипниковой опоры представлена на рисунке 2.12, конструкция жесткой – на рисунке 2.13.

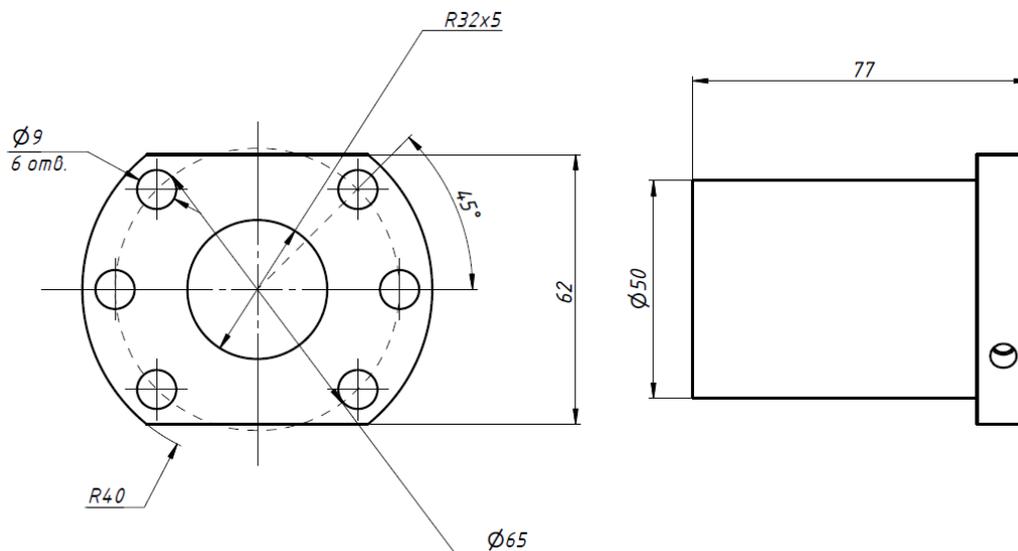


Рисунок 2.10– Основные размеры гайка для винта ШВП

К оригинальным деталям стенда относятся: базовая плита, проставки, корпус гайки ШВП и подвижная плита (стол суппорта).

Монтаж выполнен на стальной базовой плите толщиной 25 мм с габаритами 640x400 мм. Базовая плита (основание) имеет резьбовые отверстия для закрепления подшипниковых опор и рельсов. Поверхность плиты шлифована (черновое и чистовое шлифование с двух сторон).

На базовой плите с помощью резьбы смонтированы направляющие рельсы и опоры винта ШВП.

Корпус гайки ШВП по конфигурации и присоединительным размерам схож с жесткой подшипниковой опорой. Отверстие для монтажа на гайке подогнано шлифованием по фактическому размеру гайки (сопряжение по посадке близкой к H7/e6). Шлифование выполнено по схеме, обеспечивающей минимальные отклонения параллельности оси отверстия от плоскости для крепления к плите суппорта. Также обеспечена перпендикулярность торца корпуса оси отверстия.

Крепление гайки плиты к корпусу осуществляется с помощью резьбовых соединений.

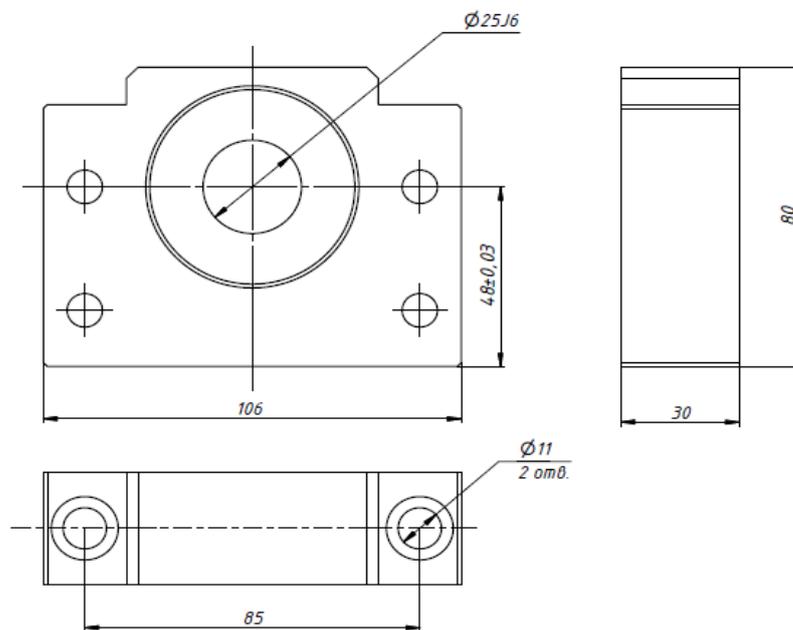


Рисунок 2.11 – Плавающая подшипниковая опора BF25-C3

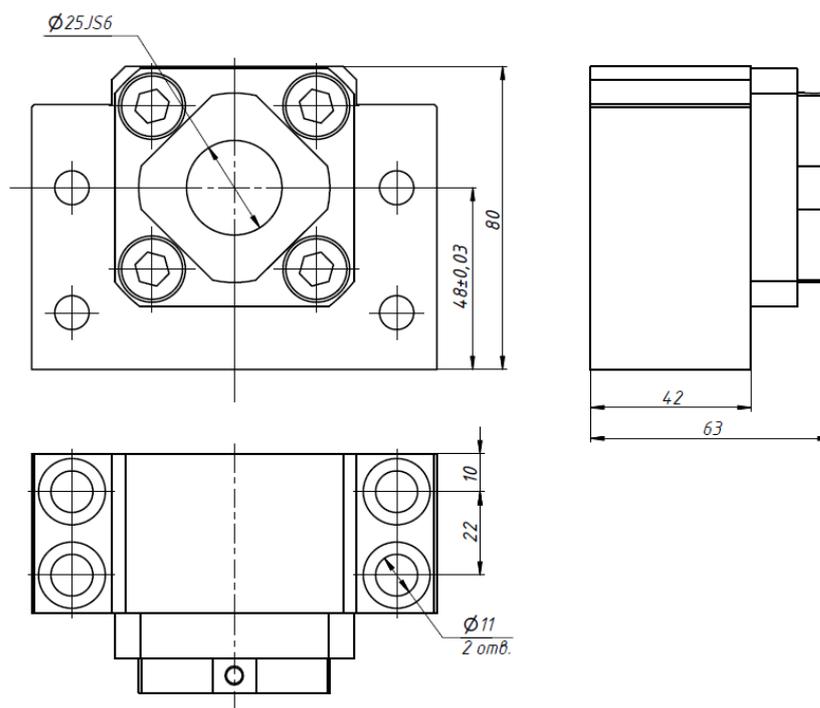


Рисунок 2.12 – Жесткая подшипниковая опора VK25-C5:

Основные геометрические и габаритные размеры корпуса гайки представлены на рисунке 2.13.

Стол изготовлен из стальной плиты толщиной 25 мм, 400x250 мм шлифованной с двух сторон.

Плоскость корпуса гайки ШВП выше плоскости кареток. Чтобы вывести их на один уровень используют два решения: заглубляют опоры ШВП или монтируют плиту стола на каретки через проставки. Оба решения используют на практике. Первое решение в большей мере подходит для литых базовых деталей, в стенде из проката использовано второе. На каретки установлены призматические проставки, которым крепится плита стола. Для крепления использованы резьбовые отверстия М8.

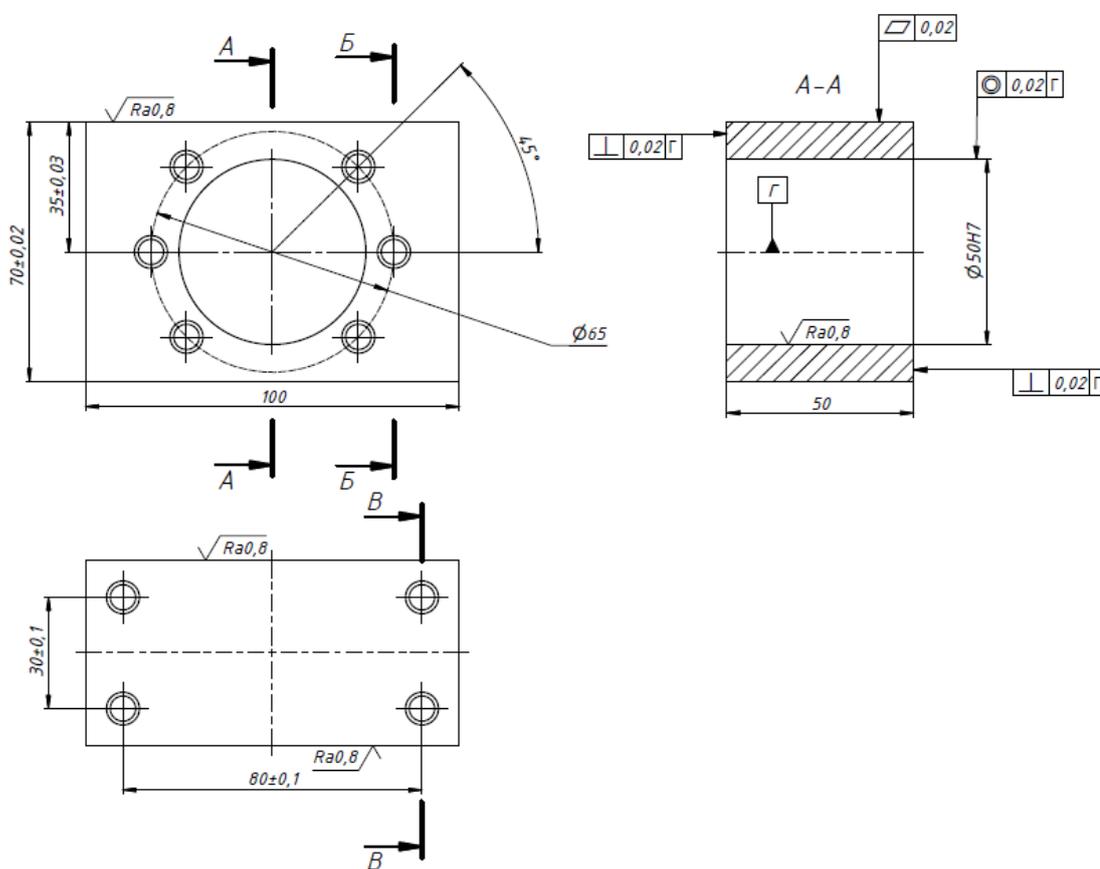


Рисунок 2.13 – Корпус гайки

Сборка модели модуля линейного перемещения на базе ШВП выполнялась согласно рекомендациям производителей, в данном случае фирмы HIWIN. В процессе сборки обеспечивались минимальные угловые и линейные отклонения взаимного расположения направляющих, подшипниковых опор, проставок, кареток, стола и др.

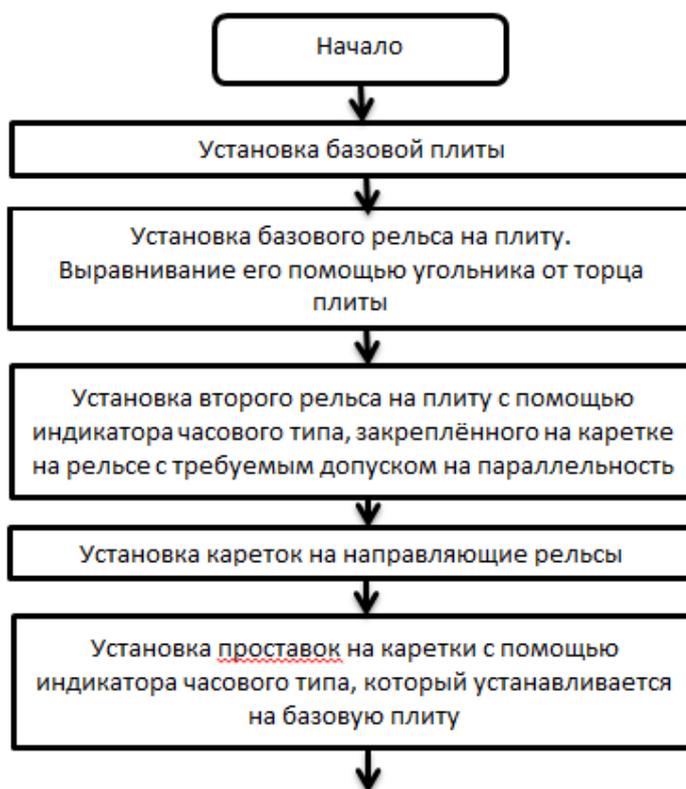
Точность монтажа контролировалась с помощью индикаторов часового типа, концевых мер, щупов. Винтовые соединения собирались с соблюдением рекомендаций по последовательности сборки. Затяжка резьб выполнялась с использованием динамометрического ключа.

Общий вид собранной модели модуля линейного перемещения представлен на рисунке 2.14.



Рисунок 2.14– модуль линейных перемещений

По данной методике сборке модуля линейного перемещения, был разработан алгоритм, представленный на рисунке 2.15.



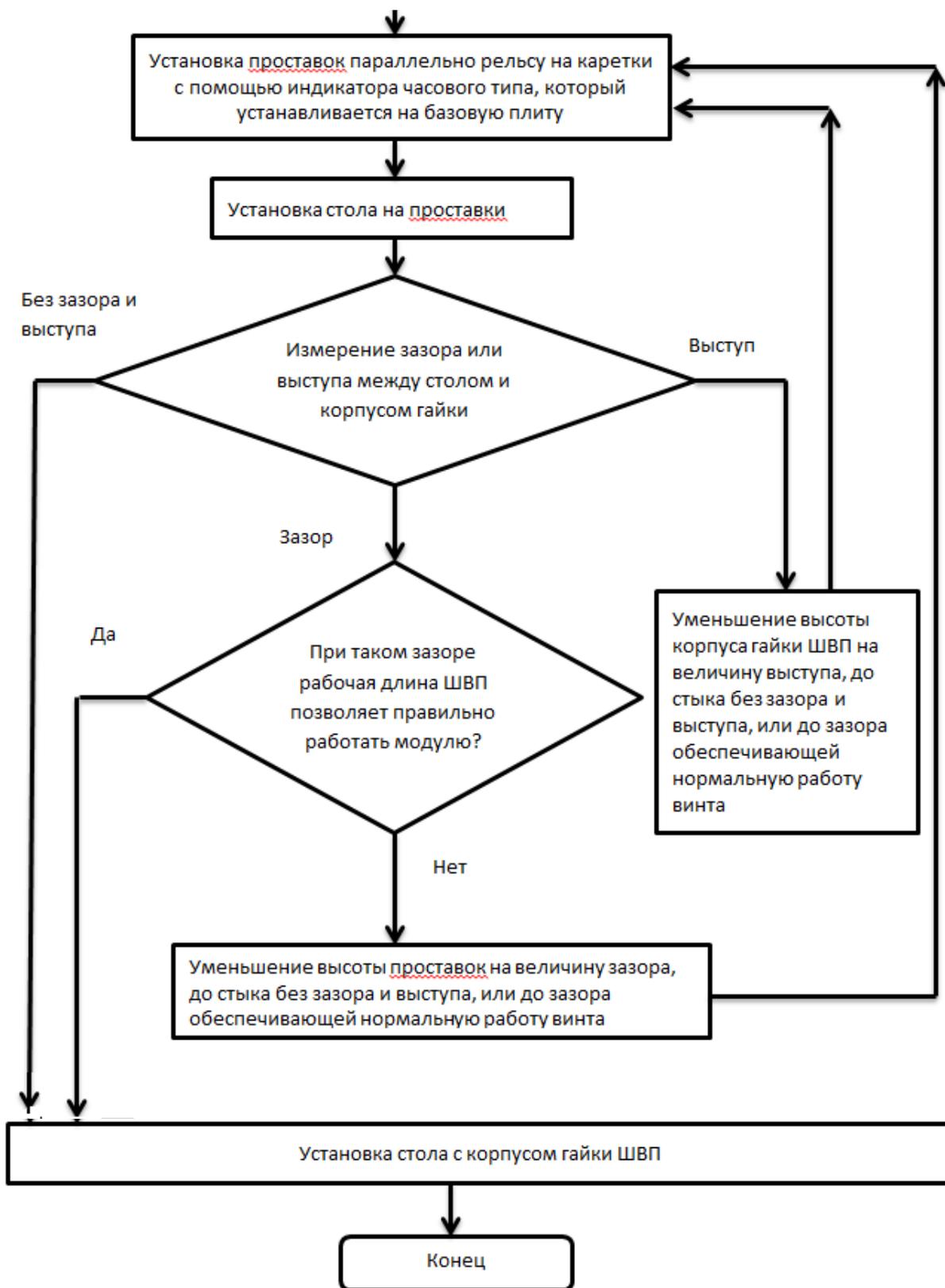


Рисунок 2.15 – Алгоритм сборки модуля линейного перемещения.
 Данный алгоритм не включает установку электродвигателя.

2.5 Методы выполнения экспериментов с применением станда (модуль линейных перемещений)

В ходе экспериментов выполнялись измерения величин пространственно-контактных деформаций двух и более контактирующих деталей станда. Также выполнялись измерения волнистости, имеющей большой шаг, для деталей длиной от 125 мм до 650 мм, которую сложно измерять обычными методами профилометрирования.

2.5.1 Схема измерения пространственно-контактных деформаций плоских стыков

Для измерения пространственно-контактных деформаций рельса и плиты использована следующая схема (рисунок 2.16). На плите (фрезерованной или шлифованной) изготовлены резьбовые отверстия для закрепления рельс различной длины. На рисунке 2.16 представлены длины рельсов, использованные в исследованиях.

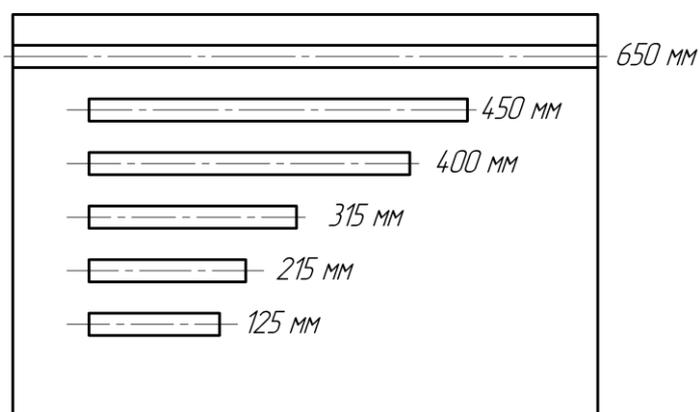


Рисунок 2.16 – Расположение измеряемых рельс и их длина на базовой плите

Измерения деформаций проводились стойкой с индикаторами часового типа различной точности измерений. Стойка перемещалась вдоль монтируемого рельса по точной базовой поверхности, выверенной относительно плиты. На рельсе с шагом наносились метки точек измерения. Рельс устанавливался в монтажную позицию и фиксировался винтами без затяжки. Перемещая индикатор, фиксировались показания индикатора в каждой точке. Процедура повторялась после обтяжки винтов

динамометрическим ключом, нормированным крутящим моментом (310 Н·м). После этого выполнялся демонтаж, и эксперимент повторялся, всего не менее 3-х раз. Фиксировались пространственно-контактных деформаций первого и последующих нагружений.

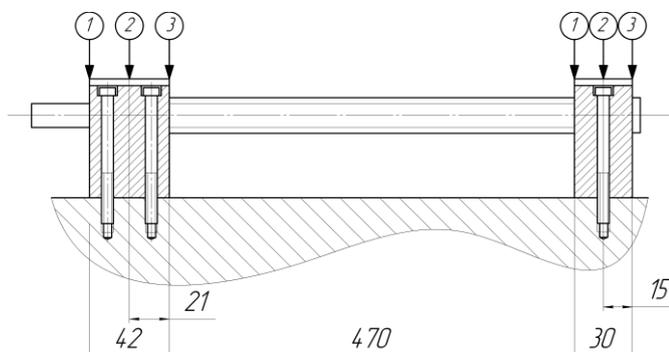


Рисунок 2.17 – Схема измерения пространственно-контактных деформаций в плоском стыке «Базовая плита - подшипниковые опоры ШВП»;

Аналогично проводилось измерения пространственно-контактных деформаций всех плоских стыков схема измерения и само измерения представлены на рисунках 2.17 – 2.18.



Рисунок 2.18 – Измерение пространственно-контактных деформаций плоского стыка «стол-проставка»

Измерение контактных деформаций в плоском стыке «Стол – корпус гайки» имеет свою специфику. Особенностью данного стыка является высокая жесткость плиты, опирающейся на каретки и сравнительно низкая изгибная жесткость винта ШВП. В идеальном случае нижняя плоскость стола должна быть точно на уровне плоскости корпуса гайки.

На практике, по различным причинам, в том числе из-за контактных пространственно-контактных деформаций практически всегда существует

либо зазор, либо натяг в этом стыке. В этом случае происходит деформация винта ШВП, а не плиты. Для измерения деформаций было изготовлено специальное приспособление, схема измерений с его применением показана на рисунке 2.19.

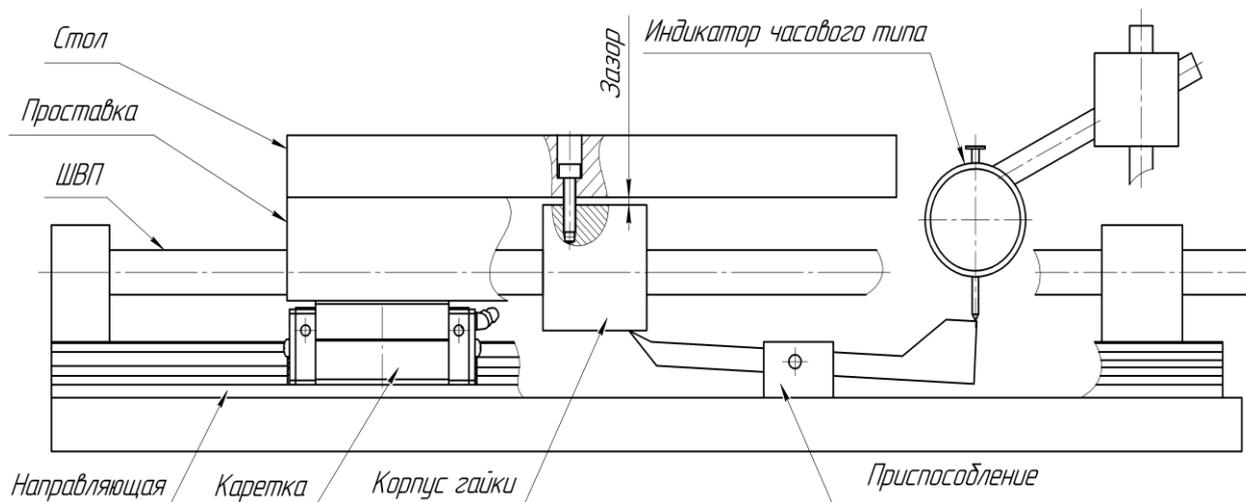


Рисунок 2.19 – Схема измерения пространственно-контактных деформаций в стыке «стол – корпус гайки»

Внешний вид приспособления для определения пространственно-контактных деформаций в плоском стыке «корпус гайки – стол» представлен на рисунке 2.20.

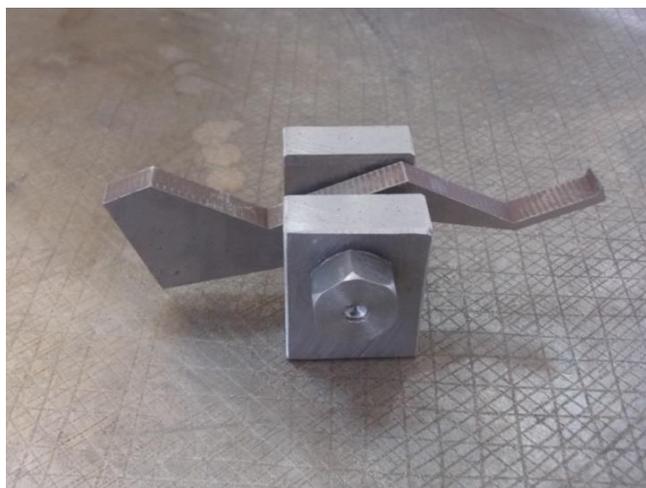


Рисунок 2.20 – Приспособление для измерения пространственно-контактных деформаций в плоском стыке «корпус гайки – стол»

2.5.2 Методы определения волнистости деталей большой протяженности

Для деталей большой протяженности пространственно-контактных деформаций в контакте зависят от макроотклонений и волнистости поверхности. Наибольшую сложность при этом представляет оценка волнистости протяженных деталей при большом (десятки миллиметров) шаге волн. Обычные методы измерения волнистости с помощью профилометрирования были дополнены специальной схемой, пригодной для деталей длиной 100 мм более. Измерения выполнялись с помощью индикатора часового типа с ценой деления 1 мкм, перемещаемого вдоль поверхности. Стойка с индикатором при этом перемещается по эталонной поверхности (шабренной) или по рельсу с применением корректировочных таблиц. Эта схема позволяет контролировать волнистость низкой частоты с шагом более 10 мм.

Измерения на плите выполнялись в местах монтажа рельсов. Схема измерений, которую используют часто при шабрении, показана на рисунке 2.21. По поверочной плите 1, на двух роликах 2, перемещается шабренная плита 3 с индикатором на стойке. Наконечник индикатора перемещается по измеряемой поверхности и с шагом 1 или 5 мм производится фиксация отклонений.

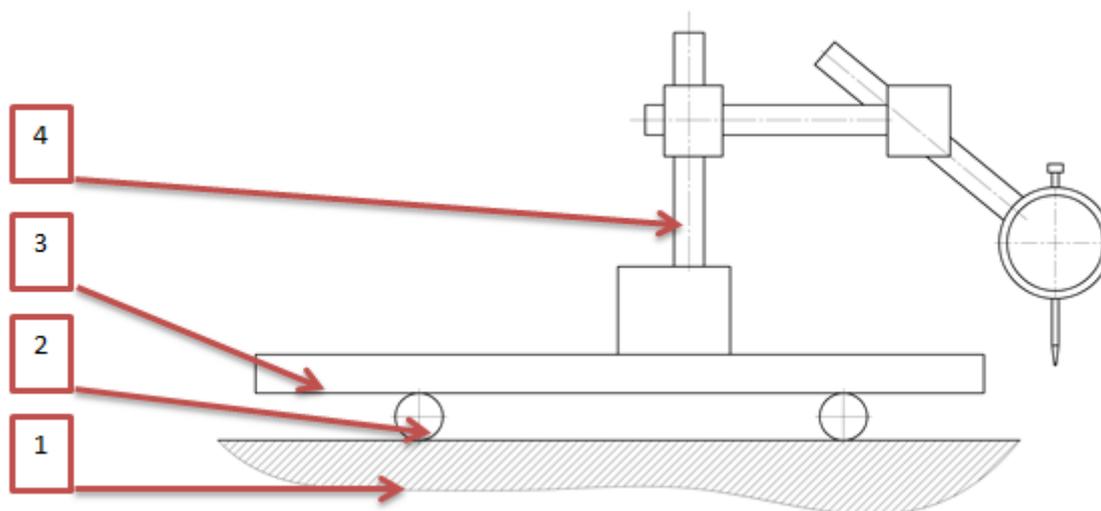


Рисунок 2.21– Схема измерения волнистости с большим шагом на деталях большой длины



Рисунок 2.22 – Реализация схемы измерения волнистости на примере базовой плиты и направляющего рельса

Реализация данной схемы измерения волнистости представлена на рисунке 2.22. Измерение волнистости для остальных деталей производилось аналогично.

Для протяженных деталей (направляющий рельс) шаг измерения 5 мм, но для уточнения проводились измерения волнистости на небольшом участке с шагом 1 мм. После измерения строится диаграмма и по ней определяется основной параметр – максимальная высота волны по, которому в зависимости от длины детали выбирается допуск плоскостности по ГОСТ 24643-81.

Прежде всего, эти значения необходимы для расчета пространственно-контактных деформаций по зависимости (1.14). Результаты измерения представлены в главе 4.1.

2.5.3. Методы определения параметров шероховатости деталей

Параметры шероховатости деталей измерялись с помощью портативного профилометра Mitutoyo Surftest SJ – 210 (рисунок 2.5). Измерения шероховатости происходит со следующими параметрами:

Длина измерения – 12,5мм;

Базовая длина – 2,5 мм;

Количество измерений – 10 шт.

Измерения проводятся как в поперечном, так и продольном сечении. Результаты измерения представлены в главе 4.1.1.

2.5.4. Методы определения химического состава материалов деталей

Для определения модуля упругости для дальнейших расчетов по зависимости (1.15) необходимо узнать, из какого материала выполнены детали. Поэтому был проведен химический анализ деталей стенда ШВП. Он проводился на оптико-эмиссионном спектрометре ДФС – 500 (рисунок 2.2). Измерение производилось три раза в разных местах детали (рисунок 2.23).



Рисунок 2.23– Образец после химического анализа

После полученного химического состава материал сравнивается с существующими стандартами и определяется марка материала. Затем по справочным данным определяется модуль упругости. Результаты измерения представлены в главе 4.1.2.

2.5.5. Методы определения микротвердости деталей

Измерение микротвердости проводилось на микротвердомере Hardwin XL KB 30 S (рисунок 2.4). От заготовок отрезался образец материала детали. После изготавливались микрошлифы (рисунок 2.24).

На образце по всей площади поверхности задавалась серия измерения твердости с шагом 1 мм по оси X и Y. От краев детали отступ 0,2 мм.



Рисунок 2.24– Микрошлиф используемого рельса

Результаты измерения представлены в главе 4.1.3.

2.6 Методы математической обработки результатов экспериментальных исследований

Как правило, большинство экспериментов выполнялось при числе повторений не менее трех. Исключение представляют измерения микротвердости, для которых характерны значительные разбросы значений.

Предварительно в отдельных точках измерения выполнялись с числом повторений до 10 раз, с целью уточнения возможных отличий измерений от нормального распределения. Нормальность распределения выполнялась по критерию Стьюдента. Проверка выполнялась в табличном процессоре Excel.

Поскольку нормальность распределения была подтверждена для всех выполняемых измерений, при выполнении графиков использовалось среднее арифметическое результатов замеров. С целью уменьшения влияния систематических ошибок при выполнении экспериментов выполнялась рандомизация.

Построение графиков выполнялось в табличном процессоре Excel.

2.7 Теоретические исследования. Методы расчета стэнда линейных перемещений

2.7.1 Определение основных размеров деталей методом полной взаимозаменяемости

В данной работе рассматривается следующий случай модуля линейного перемещения на базе ШВП представленный на рисунке 2.25.

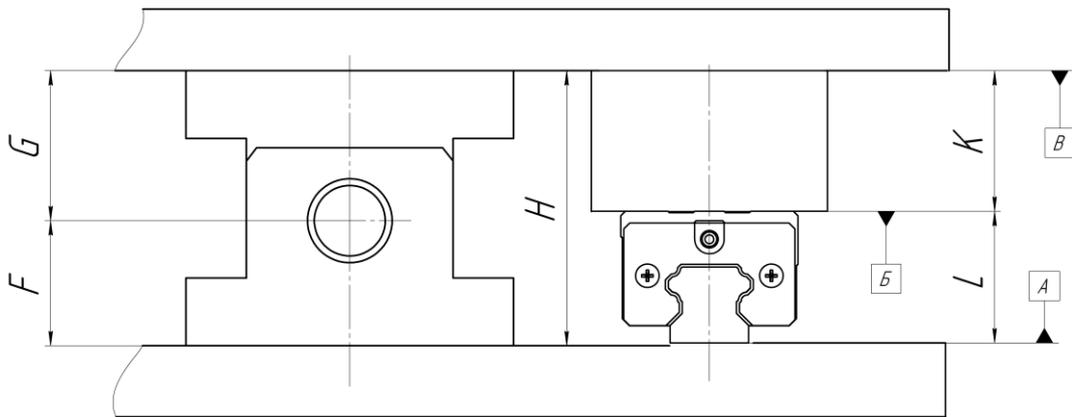


Рисунок 2.25 – Схема ШВП

Традиционно такая схема при проектировании решается методом полной взаимозаменяемости, составляется размерная цепь (рисунок 2.26). При использовании унифицированных модулей размеры K , F и G известны, как и их допуски, которые регламентируются производителем. В этом случае необходимо найти размер L и его допуск.

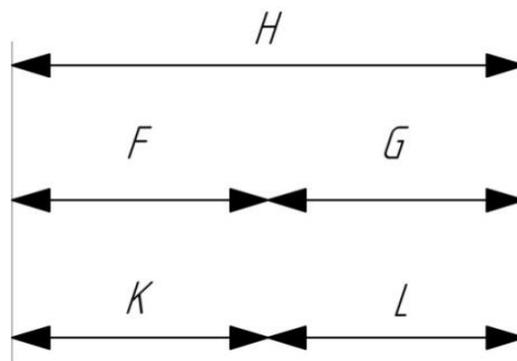


Рисунок 2.26 – Размерная цепь стана ШВП

Размер H в этом случае должен быть постоянным для всех кареток и подшипниковых опор. Этот размер формируется двумя путями со стороны направляющих и со стороны ШВП.

При введении контактных деформаций в решение размерной цепи расчеты усложняются. Главная проблема заключается в сложности оценки контактных деформаций. На сегодняшний день существуют зависимости для расчета пространственно-контактных деформаций, но для небольших площадей контакта. В свою очередь линейные направляющие имеют большую длину при малом поперечном сечении. Поэтому жесткость их

ограничена, а поверхности кроме микронеровностей имеют макроотклонения и волнистость.

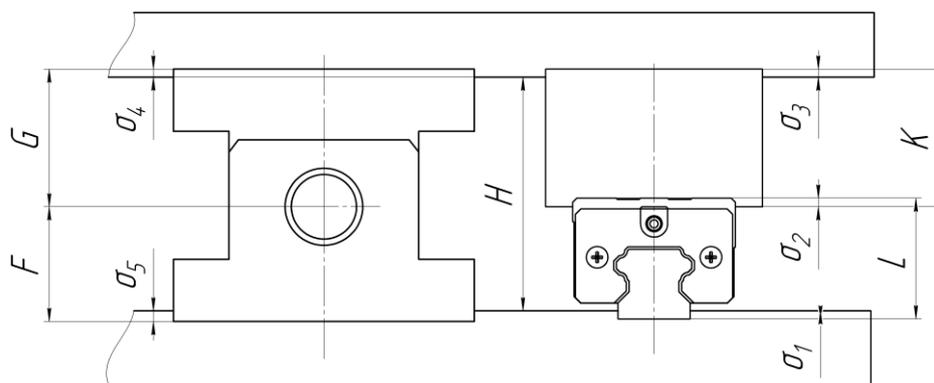


Рисунок 2.27 - Схема ШВП с учетом контактных деформаций

На рисунке 2.27, представлены основные размеры модулей, которые задают производители модулей и которые контролировались при изготовлении станда.

С учетом контактных деформаций размерная цепь усложняется. Из-за этих деформаций необходимо корректировать высоту проставки L . При этом необходимо уменьшать допуск на этот размер. Погрешности замыкающего размера приводят к ухудшению эксплуатационных характеристик модуля линейного перемещения, в первую очередь из-за роста потерь на трение, сопровождающееся ухудшением плавности хода, увеличением износа. Частично эти вопросы рассматривались в работах [7, 10, 11, 53]. Величина момента холостого хода является одним из важнейших комплексных показателей влияния величины контактных деформаций на эксплуатационные характеристики модуля линейного перемещения.

Размерная цепь с учетом контактных деформаций показана на рисунке 2.28. Она включает в себя пространственно-контактные деформации в следующих плоских стыках: δ_1 – стык «рельс-базовая плита»; δ_2 – стык «каретка – проставка»; δ_3 – стык «проставка – каретка»; δ_4 – стык «корпус гайки – стол»; δ_5 – стык «подшипниковая опора – базовая плита». В цепи не учтены пространственно-контактные деформации следующего порядка малости - угловые отклонения направляющих, деформации кареток и т.п.

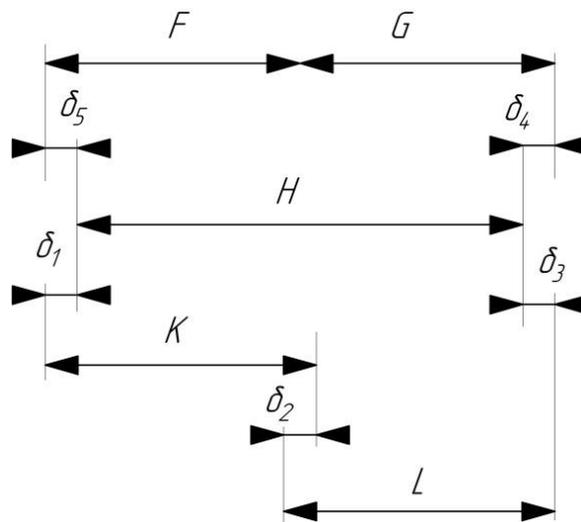


Рисунок 2.28 – Размерная цепь с учетом контактных деформаций

Такая расчетная цепь позволяет рассчитать исполнительные размеры с большей точностью. Главная проблема заключается в сложности оценки контактных деформаций, что затрудняет обеспечение точности замыкающего звена даже методом пригонки.

При сборке деталей рассматриваемого модуля линейного перемещения на направляющих качения с ШВП из-за погрешностей размеров опорная плоскость проставки может не совпадать с опорной плоскостью корпуса гайки из-за разницы допусков. В таком случае может появиться зазор (выступ) между корпусом гайки и столом (рисунок 2.29), или зазор (выступ) между проставками и столом. При сборке из-за меньшей жесткости относительно всех остальных деталей изгибается, что приводит к увеличению момента в гайке при движении.

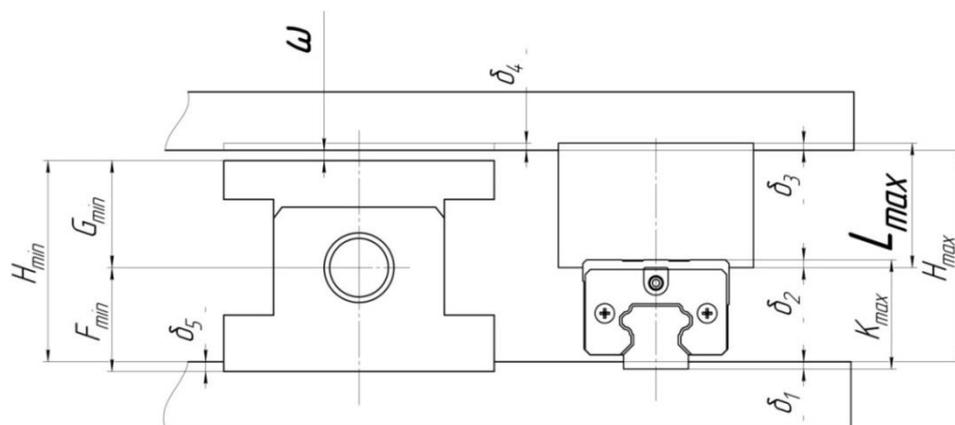


Рисунок 2.29 – Схема ШВП с учетом контактных деформаций и величины зазора

По данной схеме можно составить следующую размерную цепь представленной на рисунке 2.30.

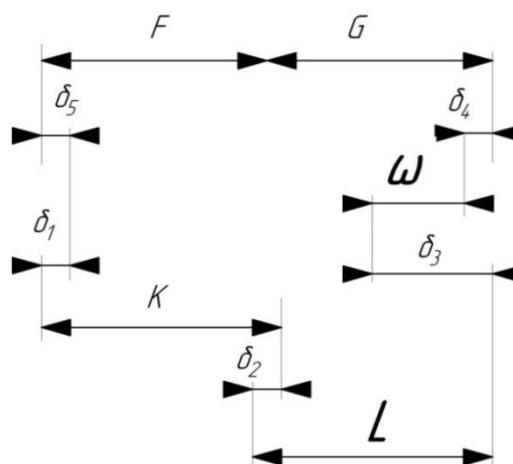


Рисунок 2.30 – Размерная цепь с учетом контактных деформаций и величины зазора

В этом случае ω является замыкающим размером, и номинально равняется нулю, но имеет свой допуск, зависящий от допусков всех линейных размеров и величин пространственно-контактных деформаций в плоских стыках.

Данная размерная цепь позволяет в дальнейшем определить усилия трения в гайке ШВП, возникающие из-за величины зазора. Если величина зазора не позволяет обеспечить необходимые силовые характеристики передачи, то необходимо ввести $S_{кор}$ – размер корректировки (Рисунок 2.31).

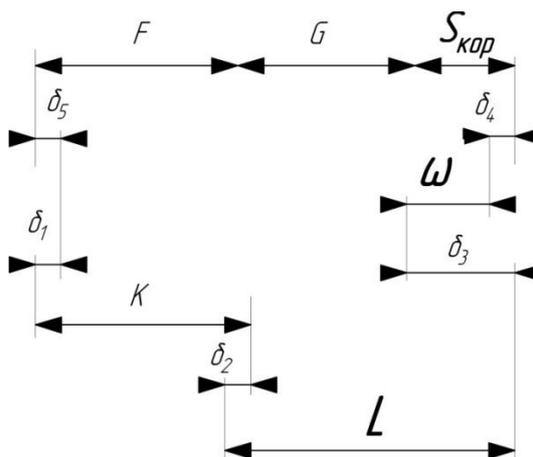


Рисунок 2.31 – Размерная цепь с учетом контактных деформаций и величины зазора

Величина корректирующего размера в этом случае будет равняться разнице суммы всех допусков линейных размеров к требуемому допуску величине зазора.

2.7.2 Методы расчета пространственно-контактных деформаций в неподвижных стыках

Расчет пространственно-контактных деформаций выполнялся по нескольким зависимостям (1.6 и 1.14), полученных различными авторами ранее.

Расчет среднего давления выполнялся с учетом фактической схемы нагружения. Рассмотрим этот на примере крепления рельсовой направляющей к базовой поверхности плиты. Рельс закрепляется с помощью винтов (рисунок 2.32).

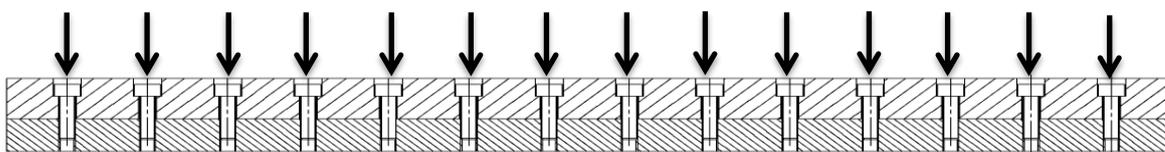


Рисунок 2.32 – Схема закрепления рельса

С учетом точного шага крепежных отверстий, отсутствия больших консолей (не рекомендуются производителями) можно считать нагрузку равномерно распределенной (рисунок 2.33).

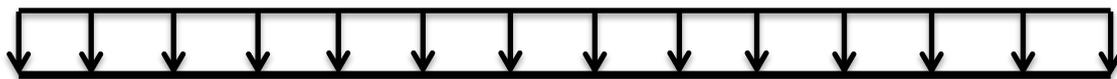


Рисунок 2.33 – Схема нагружения рельса

Тогда среднее давление в стыке равно:

$$\sigma = \frac{\sum Q_i}{S} \text{ (Н/м}^2\text{)}, \quad (2.1)$$

Где: Q_i – усилия затяжки i -го винта; S – номинальная площадь контакта.

Усилие затяжки связано с нормируемым и контролируемым параметром – моментом затяжки винта. Они связаны известной формулой [2].

$$M = F \cdot \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\vartheta + \varphi_1) + f \frac{d_{cp}}{d_2} \right] \text{ (Н/м)}, \quad (2.2)$$

где: F – осевая сила, H ; ϑ - угол подъема резьбы, который находится по зависимости:

$$tg \vartheta = \frac{p}{\pi d_2}, \quad (2.3)$$

φ_1 – приведенный угол трения, который находится по зависимости:

$$\varphi_1 \approx \frac{\varphi}{\cos \alpha/2}, \quad (2.4)$$

φ - угол трения, который находится по зависимости

$$\varphi = \arctg f, \quad (2.5)$$

где: f – коэффициент трения; d_{cp} – средний диаметр на торце (шляпке винта или гайки); d_2 – средний диаметр резьбы.

При предварительных расчетах в расчетах использовалась упрощенная формула, рекомендованная для инженерных расчетов [2]:

$$M=0,15 \cdot Q \cdot d, \quad (2.6)$$

где: M – момент затяжки винта; Q – усилие затяжки; d – диаметр винта.

Рекомендуемые моменты затяжки производители, как правило, указывают в своей методической литературе и в каталогах. Например, фирма HIWIN рекомендует усилия затяжки в зависимости от наружного диаметра резьбы [31].

2.7.3 Определение дополнительных сил и крутящих моментов

Наличие погрешностей приводит к появлению дополнительных сил и крутящих моментов. Относительная величина этих усилий и крутящих моментов может быть критерием, по которому устанавливается величина допустимых отклонений линейных и угловых размеров.

Расчеты этих дополнительных усилий проводились на основе анализа контактной задачи качения [60].

Для этого необходимо рассчитать максимальный зазор (натяг) по размерной цепи, описанной в разделе 2.7.1.

Наличие зазора приводит к возникновению радиальной силы, действующей на винт ШВП (рисунок 2.34). В первую очередь эта сила приводит к росту сил трения в паре винт – гайка, а также подшипниковых опорах винта ШВП, особенно в спаренном подшипнике жесткой опоры.

Кроме того, при деформации возникает дополнительная погрешность шага в пределах одного оборота винта и в меньшей мере накопленная шаговая погрешность.

Наличие зазора приводит к прогибу винта на величину этого зазора. При перемещении стола точка деформации винта смещается в пределах рабочей зоны. Наиболее распространена установка винта в подшипники с одной жесткой опорой и с двумя опорами (рисунок 2.35 а,б).

В обоих случаях действует радиальная сила, обеспечивающая деформацию балки на постоянную величину ω в точке приложения силы. При этом величина силы будет изменяться от места положения гайки на винте.

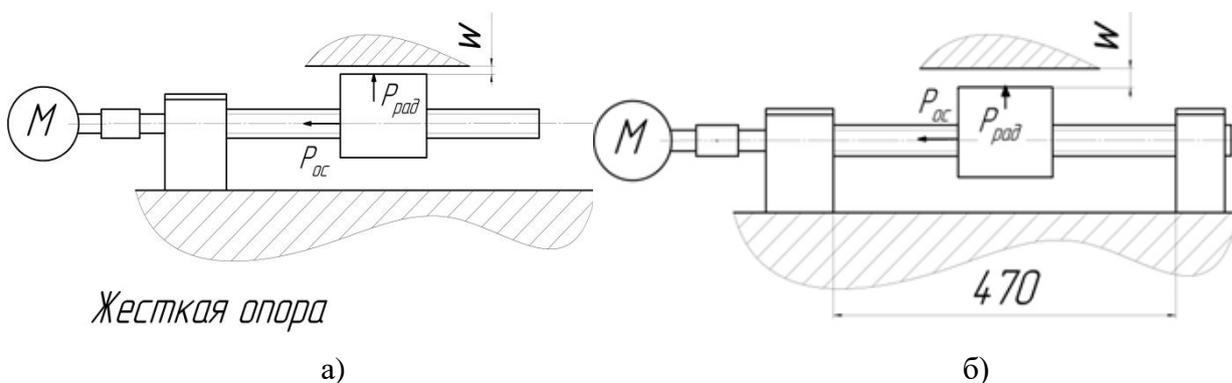


Рисунок 2.34 – Схемы установки ШВП в подшипниковые опоры
а) жесткая подшипниковая опора; б) плавающая – плавающая опоры

Определение величины радиальной силы представлено в главе 3.4.

Наличие дополнительной радиальной силы, изменяющейся в пределах рабочего хода, приводит к появлению значительных дополнительных сил трения в гайке ШВП, а также в подшипниках опор, т. е. к росту крутящего момента.

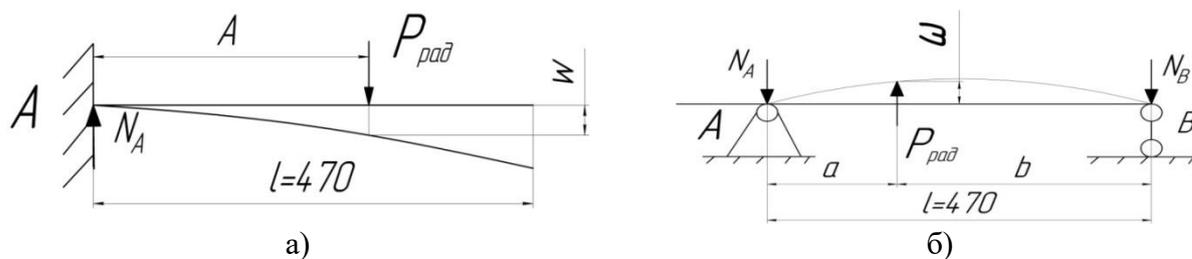


Рисунок 2.35 – Расчётная схема для расчета максимальной осевой силы возникающая в ШВП при зазоре
 а) жесткая подшипниковая опора; б) две опоры

Для оценки величины этого дополнительного момента холостого хода используем следующую схему, на основе решения задачи распределения нагрузки между телами качения (рисунок 2.36) [2,20,61,62].

Основные зависимости по определению моментов холостого хода гайки ШВП и в подшипниковых опорах представлены в главе 3.4.

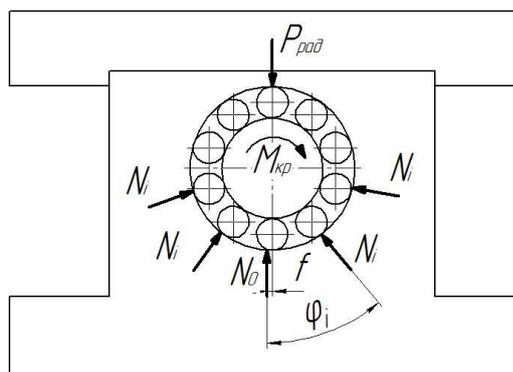


Рисунок 2.36 - Схема расчета дополнительного крутящего момента от радиальной силы, действующей на гайку ШВП.

Радиальная сила возрастает при увеличении числа подшипников в опоре. Поскольку, сила достигает своего максимума в крайних положениях, оценку следует вести только для жесткой опоры, содержащей два и более подшипника, нагрузки в другой опоре будут пропорционально меньше.

Общий дополнительный крутящий момент холостого хода будет равен сумме моментов возникающей в гайке ШВП и подшипниковой опоре.

Если задаться допустимой величиной непостоянства крутящего момента холостого хода в пределах рабочей зоны, то можно определить допустимую величину зазора (натяга), т.е. допустимую величину погрешности замыкающего звена размерной цепи.

2.7.4 Определение точности перемещения

Для оценки точности перемещения необходимо определить линию прогиба винта и оценить возможные деформации на винте. Для этого необходимо определить наибольший прогиб винта по схеме на рисунке 2.37 [80,82].

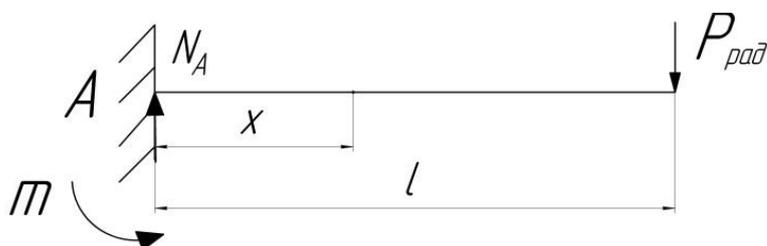


Рисунок 2.37 - Схема определения линия прогиба винта

Основные зависимости представлены в главе 3.5.

Радиальная сила достигает своего максимума в крайних положениях, оценку стоит вести от жесткой опоры. Линия прогиба строится от самого крайнего возможного положения. После чего строится графически винт и положение гайки (рисунок 2.38), и определяется, максимально возможное растяжение на винте в данном положении (в канавке, где находится шарик в шарико-винтовой паре).

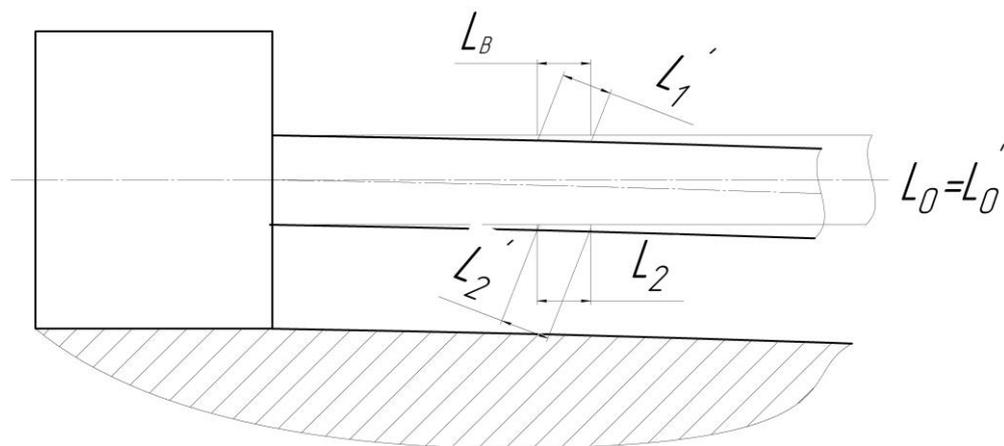


Рисунок 2.38 - Схема определения линия прогиба винта

Данная величина будет являться погрешностью перемещения, которой можно задаться и оценить с требованиями производителя. Она также является одним из критериев оценки работоспособности модуля линейных перемещений.

Выводы и результаты по 2 главе

1. Для решения задачи обеспечения точности замыкающего звена для модуля линейных перемещений необходима оценка контактных деформаций, что требует проведения теоретических и экспериментальных исследований. При этом экспериментальные исследования должны выполняться на объектах максимально близких к реальным конструктивным решениям, а часть параметров (с достаточной точностью) могут быть получены только экспериментально.

2. Разработаны общие методики теоретических и экспериментальных исследований по определению влияния контактных деформаций в плоских стыках модуля линейного перемещения на базе ШВП.

3. Подобрано исследовательское оборудование, необходимое для выполнения экспериментальных исследований, приведено его краткое описание и технические характеристики.

4. Спроектирован и изготовлен специальный стенд для проведения экспериментальных исследований пространственно-контактных деформаций в узлах технологического оборудования.

ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАЗМЕРНЫХ СВЯЗЕЙ ДЛЯ МОДУЛЯ ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ С УЧЕТОМ КОНТАКТНОЙ ЖЕСТКОСТИ В СТЫКАХ

Теоретически нормальная совместная работа ШВП и рельсовых направляющих возможна при соблюдении ряда требований по их взаимному расположению:

1. Направляющие рельсы должны быть параллельны друг другу в горизонтальной и вертикальной плоскостях.
2. Плоскости всех кареток должны быть расположены на одной высоте.
3. Подшипниковые шейки винта ШВП должны быть соосны.
4. Посадочные поверхности под подшипники опор винта ШВП должны быть соосны в горизонтальном и вертикальном направлении.
5. Ось винта ШВП должна быть параллельна направляющим рельсам.
6. Нижняя плоскость стола должна находиться на одном уровне с плоскостями кареток (или проставок на каретках) и плоскости корпуса гайки ШВП.

Первые пять требований относительно полно отражены в различных рекомендациях, в том числе производителей модулей. Производители дают рекомендации по допускам на линейные, угловые размеры, по требованиям на параллельность и др. В большинстве случаев эти требования, вероятно, сформулированы эмпирическим путем. В доступной литературе теоретических обоснований допустимых погрешностей этих параметров не представлено.

Пятое требование и способы его обеспечения в методических материалах отражены косвенно. Его выполнение связано с обеспечением точности замыкающего звена сложной пространственной размерной цепи. Наряду с погрешностями, указанными в требованиях п. п. 1 – 4. в эту размерную цепь включаются и пространственно-контактных деформации,

учет которых для протяженных деталей методически проработан в недостаточной мере.

Кроме неопределенности с расчетом пространственно-контактных деформаций сложность предоставляет выбор и использование критерия допустимой погрешности, как отдельных составляющих, так и замыкающего звена.

Наиболее очевидным является требования, связанные с силовыми показателями, например, величиной и постоянством усилий холостого хода, а также точностью перемещений в пределах оборота винта ШВП и накопленной погрешности.

Рассмотрим влияние погрешности положения винта ШВП на величину крутящего момента холостого хода.

3.1 Определение основных размеров деталей методом полной взаимозаменяемости размерных цепей без учета пространственно-контактных деформаций.

Определение основных размеров модуля линейного перемещения без учета пространственно-контактных деформаций выполняется по уже упомянутой схеме и размерной цепи, представленной в разделе 2.7.

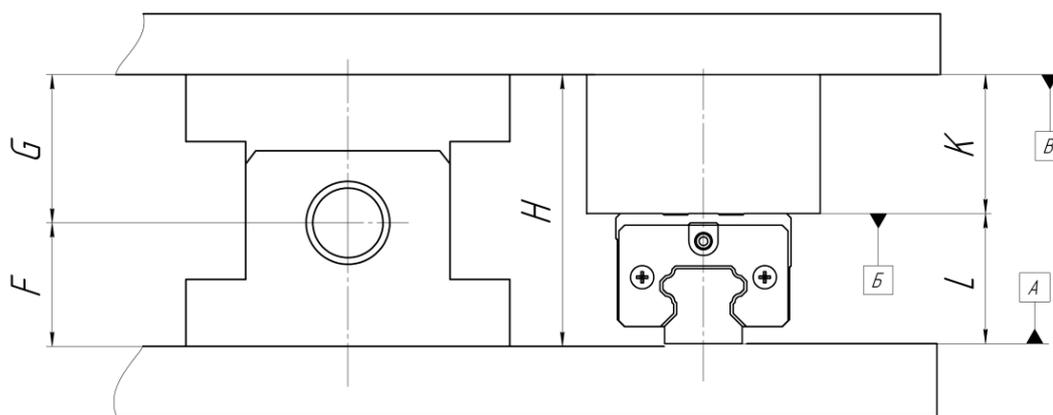


Рисунок 3.1 – Размерная цепь основных деталей модуля линейного перемещения

Расстояние от базовой плоскости подшипниковых опор ШВП и рельсов до монтажной плоскости гайки ШВП и кареток H равно:

$$H = F + G, \quad (3.1)$$

Допуск на этот замыкающий размер равен сумме допусков на его составляющие:

$$TH = TF + TG, \quad (3.2)$$

Допуски TF и TG установлены производителями унифицированных модулей, поэтому их несложно найти в технических характеристиках опор для ШВП и опор для гаек ШВП в каталогах данного производителя.

Определим верхнее и нижнее отклонение размера H:

$$ES_H = ES_F + ES_G, \quad (3.3)$$

$$EI_H = EI_F + EI_G, \quad (3.4)$$

Далее находим координату середины поля допуска:

$$EC_H = ES_H - \frac{TH}{2}, \quad (3.5)$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$TH = TF + TG, \quad (3.6)$$

$$EC_H = EC_F - EC_G, \quad (3.7)$$

На практике, из-за практических ограничений для выведения кареток в одну плоскость с гайкой ШВП приходится использовать дополнительную проставку (или заглублять подшипниковую опору) на величину L (рисунок 3.1). Определим высоту этой проставки:

$$L = H - K, \quad (3.8)$$

Определим допуск на размер K

$$TL = TH - TK, \quad (3.9)$$

Допуск TK определен производителем унифицированных модулей, поэтому их можно найти в технических характеристиках линейных направляющих и кареток, или в каталогах данного производителя.

Определим верхнее и нижнее отклонение размера L:

$$ES_L = ES_H - ES_K, \quad (3.10)$$

$$EI_L = EI_H - EI_K, \quad (3.11)$$

Далее находим координату середины поля допуска:

$$EC_L = ES_H - \frac{TH}{2}, \quad (3.12)$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$TL = TH - (TF + TG), \quad (3.13)$$

$$EC_L = EC_H - (EC_F - EC_G), \quad (3.14)$$

Очевидно, что такой расчет дает величины допусков замыкающего звена и высоты проставки, как правило, превышающие допустимые значения, ограниченные работоспособностью конструкции.

3.2 Определение пространственно-контактных деформаций плоских стыков модуля линейного перемещения

Метод расчета по определению величины пространственно-контактных деформаций в плоских стыках был описан в разделе 2.7. Расчет проводился по двум зависимостям.

Определение величины пространственно-контактных деформаций (контактного сближения) по общеизвестной зависимости [14 - 16, 47, 49, 52 61, 62, 64, 65, 67, 69 – 72]

$$\delta = C\sigma^m, \quad (3.15)$$

Для определения среднего давления в стыке рассмотрим деформации линейной направляющей (рельса) с базовой поверхностью плиты. Рельс закрепляется с помощью винтов М8. Необходимо определить усилие затяжки винтов. Воспользуемся формулой, представленной в [2] для расчета момента затяжки винтов.

$$M = 0,15 \cdot Q \cdot d, \quad (3.16)$$

где: M – момент затяжки, кг·см; d - наружный диаметр резьбы, см; Q – усилие прижима.

Давление рельса кг/см², оказывающее на базовую плиту направляющей равно:

$$\sigma = Q \cdot n / S, \quad (3.17)$$

где: S – площадь рельса, см²; n – количество винтов в рельсе, шт.

Поправочные коэффициенты для формулы (3.15) являются справочными величинами и равны [52, 61]:

$C = 1,5$ – грубое шабрение, (фрезерование), $C = 0,2$ – шлифованные контактирующие поверхности; $m = 0,5$ – для стали.

Значения пространственно-контактных деформаций рассчитываются для разных длин и для двух видов обработки (фрезерование, шлифование).

Второй зависимостью для определения пространственно-контактных деформаций является зависимость, описанная также в [22 – 25]. Главным отличием от предыдущей зависимости является учет в ней шероховатости в явном виде и волнистости опосредовано:

$$\frac{\delta}{Ra} = C_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{E}}, \quad (3.18)$$

Из этой формулы величину пространственно – контактных деформаций можно выразить в следующем виде:

$$\delta = Ra \cdot C_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{E}}, \quad (3.19)$$

Давление рельса определяется аналогично, как и для предыдущей зависимости.

Шероховатость поверхности определяется по зависимости:

$$Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2, \quad (3.20)$$

Коэффициент, учитывающий направление следов обработки равен:

$C_0 = 160$ (справочные данные);

Приведенный модуль упругости определяется по следующей зависимости:

$$E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2), \quad (3.21)$$

Коэффициент масштаба:

$$\varepsilon = f(\Delta - W_{\max}), \quad (3.22)$$

По их результатам измерений волнистости рельсов и плит можно назначить класс точности поверхности в соответствии с ГОСТ 24643 -81.

Величины пространственно-контактных деформаций были рассчитаны по обеим зависимостям, результаты приведены в главе 4.

Аналогично определяются величины пространственно-контактных деформаций для всех плоских стыков стенда модуля линейного перемещения.

Сравнение результатов расчетов и экспериментов показали, что в ряде случаев они существенно отличаются, а используемые расчетные зависимости требуют корректировки.

3.3 Определение основных размеров деталей методом полной взаимозаменяемости размерных цепей с учетом пространственно-контактных деформаций.

Определение основных размеров модуля линейного перемещения с учетом пространственно-контактных деформаций выполняется по уже упомянутой схеме и размерной цепи, представленной в разделе 2.7.

Определим размер Н по размерной цепи:

$$H = F + G - \delta_5 - \delta_4, \quad (3.23)$$

Определим допуск на размер Н:

$$TH = TF + TG, \quad (3.24)$$

Допуски TF и TG установлены производителем.

Определим верхнее и нижнее отклонение размера Н:

$$ES_H = ES_F + ES_G, \quad (3.25)$$

$$EI_H = EI_F + EI_G, \quad (3.26)$$

Далее находим координату середины поля допуска:

$$EC_H = ES_H - \frac{TH}{2}, \quad (3.27)$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$TH = TF + TG, \quad (3.28)$$

$$EC_H = EC_F - EC_G, \quad (3.29)$$

Определим размер L:

$$L = H + \delta_1 + \delta_3 - K - \delta_2, \quad (3.30)$$

Определим допуск на размер L

$$TL = TH - TK, \quad (3.31)$$

Допуск ТК определен производителем унифицированных модулей.

Определим верхнее и нижнее отклонение размера L:

$$ES_L = ES_H - ES_K, \quad (3.32)$$

$$EI_L = EI_H - EI_K, \quad (3.33)$$

Далее находим координату середины поля допуска:

$$EC_L = ES_H - \frac{TH}{2}, \quad (3.34)$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$TL = TH - (TF + TG), \quad (3.35)$$

$$EC_L = EC_H - (EC_F - EC_G). \quad (3.36)$$

3.4. Методы расчета дополнительных усилий трения в гайке ШВП, возникающих из-за погрешностей

Наличие погрешностей приводит к появлению дополнительных сил и крутящих моментов. Относительная величина этих усилий и крутящих моментов может быть критерием, по которому устанавливается величина допустимых отклонений линейных и угловых размеров.

Расчеты этих дополнительных усилий проводились на основе анализа контактной задачи качения [61].

Для этого необходимо рассчитать максимальный зазор (натяг) по размерной цепи, описанной в разделе 2.7.

Предельные размеры приведенной размерной цепи с учетом контактных деформаций можно рассчитать по следующим зависимостям:

$$F_{\min} = F - EI_F, \quad (3.37)$$

$$G_{\min} = G - EI_G, \quad (3.38)$$

Минимальное значение размера H со стороны ШВП равно:

$$H_{\min} = F_{\min} + G_{\min} - \delta_5 - \delta_4, \quad (3.39)$$

Предельные максимальные размеры равны:

$$K_{\max} = K + ES_K, \quad (3.40)$$

$$L_{\max} = L + ES_L, \quad (3.41)$$

Тогда из составленной цепи для расчета зазора (натяга) можно определить H_{\max} со стороны линейных направляющих:

$$H_{\max} = K_{\max} + L_{\max} - \delta_1 - \delta_2 - \delta_3, \quad (3.42)$$

Величина максимального зазора между корпусом гайки и стола ω можно выразить следующим выражением:

$$\omega = H_{\max} - H_{\min}, \quad (3.43)$$

Определяем радиальную силу, которая возникает при зазоре (натяге). Из справочника [58] по расчётной схеме (рисунок 2.36а) величина зазора (деформации) и сила в этой схеме связаны известной зависимостью.

$$\omega = \left(\frac{P \cdot l^3}{3EI} \right), \quad (3.44)$$

где: E – модуль упругости материала, Па; I – момент инерции вала, мм^4 ; l – длина консоли (расстояние от заделки до точки приложения силы), мм; P – радиальная сила, кгс (Н).

Для расчётной схемы (рисунок 2.36 б):

$$\omega = - \frac{P \cdot b^2 \cdot a^2}{3lEI}, \quad (3.45)$$

где: a – длина вала от жесткой подшипниковой опоры до гайки, мм; b – длина вала от жесткой подшипниковой опоры до гайки, мм.

Оценим характер и порядок величин возникающих усилий.

Оценим характер и порядок величин возникающих усилий для схемы (рисунок 2.36 а).

$$P = \left(\frac{3EI\omega}{l^3} \right), \quad (3.46)$$

Оценим характер и порядок величин возникающих усилий для схемы (рисунок 2.36 б).

$$P = - \left(\frac{3lEI\omega}{b^2 \cdot a^2} \right), \quad (3.47)$$

Пренебрегая фактической формой поперечного сечения винта, примем его круглым, равным диаметру впадин резьбы. I – момент инерции, мм^4 , находим по формуле:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \quad (3.48)$$

Для определения дополнительного момента холостого хода, необходимо определить дополнительные моменты в подшипниковых опорах и гайке.

Для схемы с одной жесткой подшипниковой опорой реакция опоры равна радиальной силе действующей по схеме с одной жесткой и одной плавающей подшипниковой опорой сила реакции в опорах определяется по следующим зависимостям:

$$F_A = \frac{P \cdot b}{l}, \quad (3.49)$$

$$F_B = \frac{P \cdot a}{l}, \quad (3.50)$$

Тогда дополнительный крутящий момент холостого хода, возникающий в гайке ШВП (подшипниковой опоре) из-за радиальной нагрузки, будет равен [26,53]:

$$M_F = 1,25 f_k P \frac{d_m}{D_w}, \quad (3.51)$$

где: D_w – диаметр шарика в подшипнике; d_m – диаметр окружности, проходящий по центрам тел качения; f – коэффициент трения качения. В общем случае качения стальных тел $f = 0,001-0,05$, производители ШВП часто указывают величину этого коэффициента около 0,004 для своей продукции.

Схема для расчета дополнительного крутящего момента холостого хода в подшипниках опоры аналогично, рассмотренной выше, а расчет может быть выполнен по зависимостям (3.47 – 3.51).

Для определения дополнительного момента холостого хода в гайке воспользуемся уравнением равновесия внутреннего кольца нагруженного радиальной силой Р:

$$\sum F_i = z \cdot \sum_1^n N_i \cdot \cos \varphi_i - P = 0, \quad (3.52)$$

где: z – число рабочих витков гайки ШВП, n – число тел вращения, находящихся в контакте, N_i – нормальная сила, действующая на i -е тело вращения, φ_i – угол расположения оси тела вращения относительно вертикальной оси, P – радиальная нагрузка, действующая на гайку.

Известно [2,20,61,62], что:

$$N_i = N_0 \cdot \cos^{3/2} \varphi_i, \quad (3.53)$$

$$N_0 = \frac{kP}{n}, \quad (3.54)$$

где:

$$k = \frac{n}{1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2} \varphi_i}, \quad (3.55)$$

Тогда дополнительный крутящий момент холостого хода, возникающий в гайке ШВП из-за радиальной нагрузки, будет равен:

$$M_{\text{ШВП}} = z \sum_1^n M_i = z \sum_1^n N_i \cdot f \cdot \frac{d_m}{D_w}, \quad (3.55)$$

где: f – коэффициент трения качения. В общем случае качения стальных тел $f = 0,001-0,05$, производители ШВП часто указывают величину этого коэффициента около 0,004 для своей продукции, D_w – диаметр шарика в подшипнике, d_m – диаметр окружности, проходящий по центрам тел качения, z – число рабочих витков гайки ШВП, данная величина введена в формулу.

Из всех выражений можно вывести следующую зависимость для одной жесткой опоры:

$$M_{\text{ШВП}} = z \cdot \sum_{i=1}^n \frac{k \cdot 3EI\omega}{l^3 n} \cos^{3/2} \varphi_i \frac{d_m}{D_w} \cdot f, \quad (3.56)$$

для двух плавающих опор:

$$M_{\text{ШВП}} = z \cdot \sum_{i=1}^n \frac{k \cdot 3 \cdot l \cdot E \cdot I \cdot \omega}{b^2 \cdot a^2 \cdot n} \cos^{\frac{3}{2}} \varphi_i \frac{d_m}{D_\omega} \cdot f, \quad (3.57)$$

Радиальная сила возрастает при увеличении числа подшипников в опоре. Поскольку, сила достигает своего максимума в крайних положениях, оценку следует вести только для жесткой опоры, содержащей два и более подшипника, нагрузки в другой опоре будут пропорционально меньше.

Общий дополнительный крутящий момент холостого хода будет равен:

$$M = M_{\text{ШВП}} + M_{\text{п.оп.}} + M_{\text{п.оп.}}, \quad (3.58)$$

Таким образом, зная дополнительную радиальную силу, возникающую из-за погрешностей замыкающего звена размерной цепи можно рассчитать соответствующий дополнительный крутящий момент холостого хода для каждой точки рабочего хода линейной оси.

После чего можно сравнить с величиной допустимого крутящего момента холостого хода в рабочей зоне, и определить допустимую величину зазора (натяга), т.е. допустимую величину погрешности замыкающего звена размерной цепи.

3.5. Методы расчета точности перемещения

По схемам, описанным в главе 2.7.4. линия прогиба винта определяется по следующим зависимостям [80,82]:

Изгибающий момент в произвольно выбранном сечении балки:

$$M_x = -P \cdot l + P \cdot x, \quad (3.59)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии для балки:

$$E \cdot I \frac{d^2 y}{dx^2} = -P \cdot l + P \cdot x, \quad (3.60)$$

После интегрирования уравнение упругой линии принимает вид:

$$E \cdot I \cdot y = \frac{P \cdot x^3}{6} - \frac{P \cdot l \cdot x^2}{2}, \quad (3.61)$$

При $X=1$:

$$y = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (3.62)$$

где: y – величина прогиба, мм; E – модуль упругости материала, Па; I – момент инерции вала, мм⁴; x – длина консоли (расстояние от заделки до точки приложения силы), мм; P – радиальная сила, кгс (Н); l – длина балки, мм.

После строится график изгиба и определяется по схеме погрешность позиционирования стола, описанная в главе 2.7.4.

$$\Delta_{\text{поз}} = l' - l. \quad (3.63)$$

где: l – шаг гайки за один оборот без действия радиальной силы и дополнительного крутящего момента, мм; l' – шаг гайки за один оборот под действием радиальной силы и дополнительного крутящего момента.

Выводы и результаты по главе 3

1. Определен порядок расчета основных размеров модуля линейного перемещения с помощью размерных цепей, получены основные теоретические зависимости по их решению с учетом и без учета пространственно-контактных деформаций.

2. Определен порядок расчета пространственно-контактных деформаций плоских стыков модуля линейного перемещения, учитывающий параметры поверхностного слоя деталей.

3. Определены зависимости для расчета дополнительных усилий трения в гайке ШВП, возникающих из-за погрешностей, связанных с погрешностями замыкающего звена размерной цепи.

4. Величина и постоянство дополнительного крутящего момента холостого хода могут быть критериями для назначения допустимых погрешностей замыкающих звеньев размерных цепей.

5. Определен метод расчета точности позиционирования гайки в модуле линейного перемещения.

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ СПЕЦИАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УНИФИЦИРОВАННЫХ МОДУЛЕЙ

4.1 Определение параметров поверхностного слоя деталей, используемых в модуле линейного перемещения на базе ШВП

4.1.1 Измерение параметров шероховатости

Измерение шероховатости происходит согласно методике, описанной в разделе 2.5.3. Результаты измерения параметров шероховатости направляющего рельса в продольном сечении представлены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Результаты измерения шероховатости рельса в продольном сечении

№	R_a , мкм	R_z , мкм	R_p , мкм	R_{max} , мкм
1	0,184	1,285	0,554	2,437
2	0,179	1,423	0,618	2,691
3	0,180	1,086	0,564	1,257
4	0,171	1,240	0,646	1,906
5	0,167	1,284	0,811	2,129
6	0,170	1,028	0,450	1,239
7	0,155	1,039	0,568	1,321
8	0,175	1,138	0,471	1,808
9	0,230	1,744	0,972	3,018
10	0,201	1,924	0,824	3,093
Среднее значения	0,181	1,319	0,648	2,090
Значения по ГОСТ 2789-83	0,2	1,6	0,63	2,0

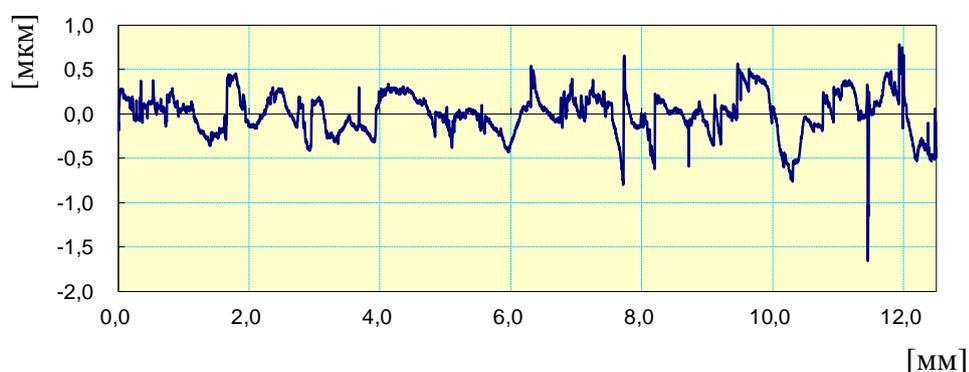


Рисунок 4.1 - Профилограмма шероховатости направляющего рельса в продольном сечении

Измерения шероховатости были проведены для всех деталей входящих в плоский стык модуля линейного перемещения. Все полученные значения были приведены к требованиям ГОСТ 2789-83 и представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Общая таблица шероховатости деталей

Наименование детали	Шероховатость поверхности Ra, мкм	
	Продольное сечение	Поперечное сечение
Базовая плита	0,06	0,32
Направляющий рельс	0,20	0,32
Каретка	0,16	0,18
Подшипниковые опоры	0,20	0,40
Стол	0,08	0,03
Проставка	0,08	0,32
Корпус гайки	0,05	0,32

4.1.2 Измерение параметров волнистости

Измерения происходили по методике, описанной в разделе 2.5.2. Рассмотрим на примере измерения рельсовых направляющих различной длины. Измерения происходили на поверочной плите, индикатором часового типа. Значения записывались по всей длине рельса с шагом 5 мм, на участке между 50 - 68 мм с шагом 1 мм.

На рисунках 4.3 - 4.4 изображены диаграмма волнистости для рельса длиной 125 мм, с различным шагом. В таблицах 4.6 - 4.7 показаны значения высот неровностей по всей длине рельса.

По полученным результатам был определен основной параметр волнистости – максимальная высота волны. Допуски плоскостности для различной длины рельсов были выбраны согласно ГОСТ 24643-81 и представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Параметры поверхностного слоя

Параметры поверхностного слоя	Длина рельса, мм					
	125	215	300	400	470	650
Максимальная высота волны W_{max} , мкм	50	75	100	120	140	170
Допуск плоскостности по 11 степени точности, ГОСТ 24643-81	100	120	160	160	200	250

Результаты измерения параметров волнистости для всех деталей модуля линейного перемещения входящих в плоские стыки представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 - Общая таблица максимальной высоты волны в деталях стыка

Стык	Деталь	W_{max} , мкм	Площадь стыка, см ²
Базовая плита - Рельс	Базовая плита	160	136,5
	Рельс	30	
Базовая плита - Подшипниковая опора плавающая	Базовая плита	50	31,8
	Подшипниковая опора плавающая	20	
Базовая плита - Подшипниковая опора фиксированная	Базовая плита	50	44,52
	Подшипниковая опора фиксированная	30	
Каретка - Проставка	Каретка	30	28
	Проставка	30	
Проставка - Стол	Проставка	40	225,9
	Стол	50	
Корпус гайки - стол	Корпус гайки	15	47,5
	Стол	30	

4.1.3 Измерение микротвердости деталей

Измерения приводились по методике, описанной в разделе 2.5.5. На рисунке 4.2 представлена диаграмма измерения направляющего рельса.

Таблица 4.5 – Микротвердость деталей

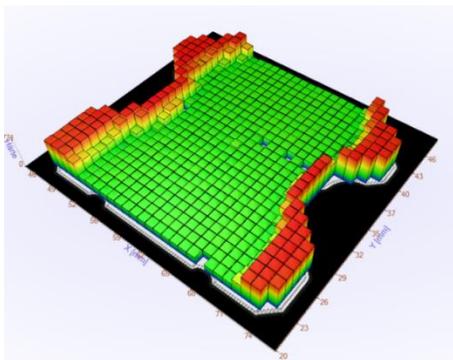


Рисунок 4.2 – Диаграмма микротвердости рельса

Наименование детали	Микротвердость
Базовая плита	153 HV
Направляющий рельс	Края 55-62 HRC, к центру 20-25 HRC
Каретка	854 HV; (65,6 HRC)
Подшипниковые опоры	Не измерено
Винт ШВП	Поверхность 59-61 HRC, центр 200HV
Стол	144HV
Проставка	159 HV

Измерение волнистости плиты для рельса длиной 125 мм

Результаты измерения волнистости по длине с шагом 5 мм представлены в таблице 4.5, и на диаграмме рисунок 4.2.
 δ , мкм

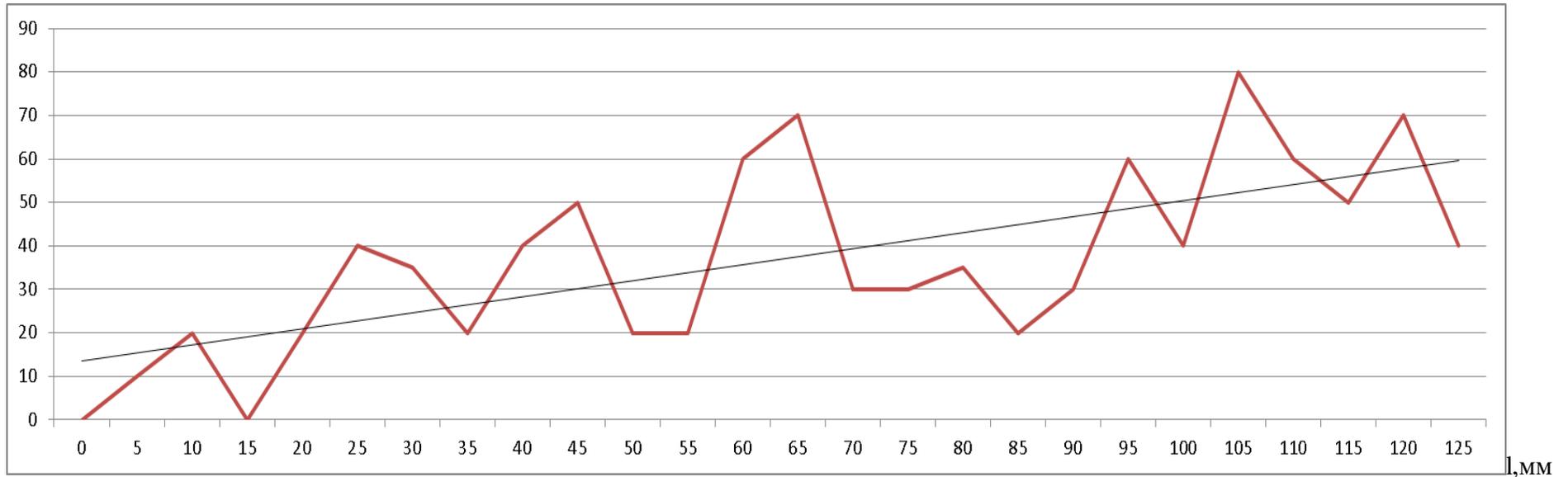


Рисунок 4.3 – Волнистость поверхности на месте установки рельса длиной 125 мм

Таблица 4.6 – Значения волнистости на месте установки рельса длиной 125 мм

Значение точек измерения на рельсе, мм	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125
Значение величины волнистости на участке рельса, мкм	0	10	20	0	20	40	35	20	40	50	20	20	60	70	30	30	35	20	30	60	40	80	60	50	70	40

Результаты измерения волнистости на длине 50 - 68 мм с шагом 1 мм представлены в таблице 4.6, и на диаграмме рисунок 4.3.

δ , мкм

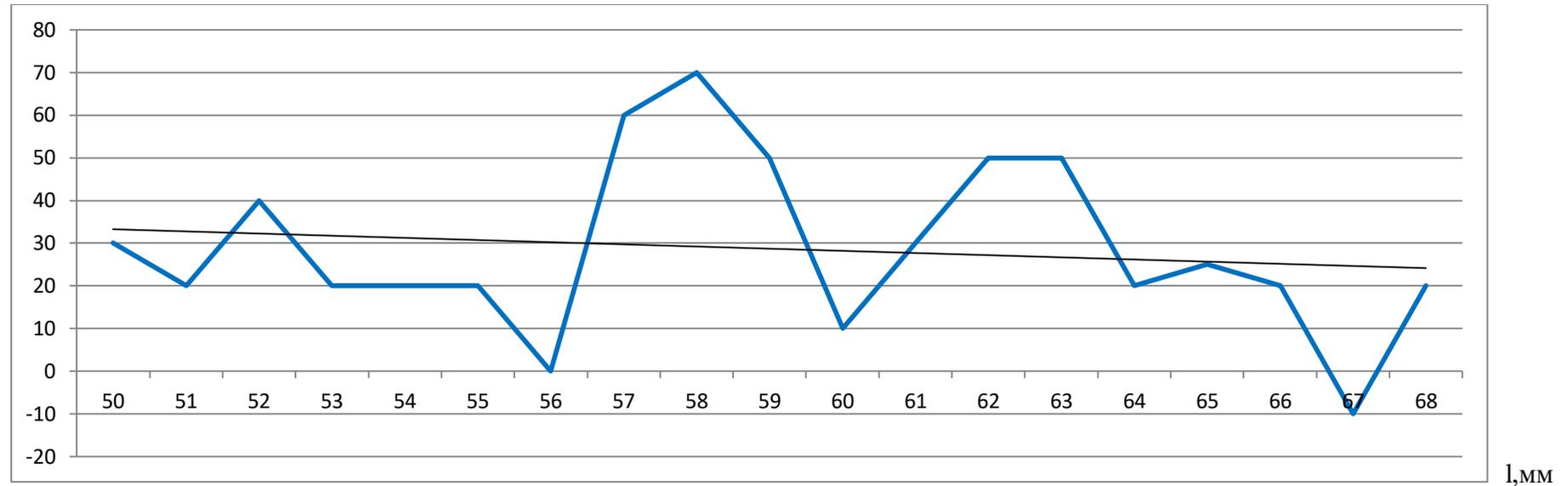


Рисунок 4.4 – Волнистость поверхности на месте установки рельса длиной 125 мм на участке 50-68 мм.

Таблица 4.7 – Значения волнистости на месте установки рельса длиной 125 мм на участке 50-68 мм.

Значение точек измерения на рельсе, мм	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68
Значение величины волнистости на на участке рельса, мкм	30	20	40	20	20	20	0	60	70	50	10	30	50	50	20	25	20	-10	20

Рельс поверхностно упрочнен. Наибольшая твердость рельса находится в зоне контакта каретки с рельсом (боковые стороны). Твердость достигает 55 ...62 HRC.

В центральной части рельса твердости достигает порядка 20 ... 25 HRC. В таблице 4.5 представлены все измерения микротвердости для деталей стенда ШВП.

4.2 Определение химического состава деталей используемых в модуле линейного перемещения на базе ШВП

Определение химического состава проводились по методике, описанной в разделе 2.5.4. Измерения выполнены для всех деталей входящих в модуль линейного перемещения на базе ШВП.

В таблице 4.8 представлен результат измерения химического анализа базовой плиты стенда.

Таблица 4.8 – Химический состав базовой плиты (сталь 14Г)

Хим. состав по:	Химический состав в %								
	C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	V	Cu
ГОСТ 19281-2014	0,12-0,18	0,17-0,37	1,2 - 1,6	до 0,3	до 0,035	до 0,03	до 0,03	до 0,12	до 0,3
Результатам измерения	0,15	0,24	1,5	0,02	0,010	0,015	0,02	0,002	0,013

Результаты проверки марок сталей представлены в таблице 4.9. Таблица дополнена данными по модулю упругости анализированных материалов.

Таблица 4.9 – Марка материала деталей стенда ШВП

Наименование детали	Материал	E (10 ⁻⁵) МПа
Базовая плита	14Г2	2,19
Направляющий рельс	Сталь 40	2,13
Каретка	50ХГ	2,13
Подшипниковые опоры	50Л	2,13
Винт ШВП	Сталь 40	2,13
Стол	Сталь 20	2,13
Проставки	20Г	2,13
Корпус гайки	20Г	2,13

4.3 Экспериментальные исследования пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейного перемещения

Для определения пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейных перемещений были проведены эксперименты, по методикам, описанным в разделе 2.7.2 и в работах [76, 77, 92].

1) Определение пространственно-контактных деформаций в стыке «Базовая плита направляющий рельс».

Результаты измерений представлены на рисунке 4.5 и в таблице 4.10. Поверхность базовой плиты после шлифования.

Таблица 4.10 – Данные измеренные на плоском стыке «рельс - базовая плита»

Этапы измерения	Пространственно-контактных деформации на участке рельса, мкм						
	78 мм	156 мм	234 мм	312 мм	390 мм	468 мм	546 мм
Исходное положение	0	2	-2	-1	0	3	-2
Нагружение 1	-7	-6	-7	-7	-9	-7	-10
Нагружение 2	-8	-8	-8	-9	-10	-9	-12
Нагружение 3	-10	-10	-9	-11	-11	-9	-12

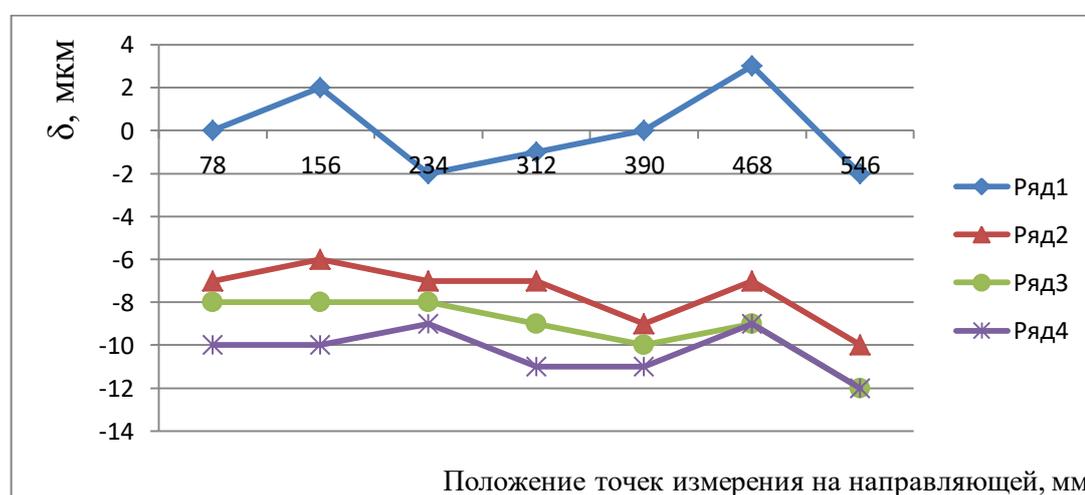


Рисунок 4.5 – Деформация стыка «рельс - базовая плита» при воздействии нагрузки: 1 – положение рельса в измеряемых сечениях без нагрузки; 2 – пространственно-контактных деформации после первого нагружения рельса; 3 – пространственно-контактных деформации после второго нагружения рельса; 4 – пространственно-контактных деформаций после третьего нагружения рельса.

Анализ результатов экспериментов показывает, что первое нагружение сопровождается пластическими деформациями, которые не

восстанавливаются после снятия нагрузки. Последующие нагружения происходят при упругих деформациях – после снятия нагрузки, контактирующие поверхности возвращаются в прежнее положение. Величина пластических деформаций в среднем составляет 8 мкм.

Номинальные значения деформаций возрастают с увеличением длины рельса. Это увеличение связано с изменением длины контакта и характера параметров макро - и микрогеометрии поверхности. При малых длинах контактные явления в основном определяются микрогеометрией и механическими свойствами контактирующих поверхностей. При увеличении зоны контакта на величину деформаций начинают оказывать сначала волнистость разных гармоник, а затем и макроотклонения.

Результаты определения средней величины пространственно-контактных деформаций в плоском стыке во всех точках представлены в таблице 4.11.

Таблица 4.11 - Средняя величина пространственно-контактных деформаций в зависимости от номера нагружения.

Положение рельса	Средняя величина пространственно-контактных деформаций во всех точках относительно исходного положения δ , мкм
Исходное положение	-
Нагружение 1	7,6
Нагружение 2	9,1
Нагружение 3	10,3

Аналогично проведены измерения пространственно-контактных деформаций направляющих рельс на базовой плите изготовленной методом чистового фрезерования. Результаты измерений представлены на рисунке 4.6 и в таблице 4.12.

В целом характер пространственно-контактных деформаций при монтаже рельса на фрезерованную плиту такой же, что и для шлифованной плиты. Отличие имеется в номинальных величинах деформаций. Более грубая шероховатость поверхности плиты приводит к существенно бóльшим

пластическим деформациям после первого нагружения. Остаточная деформация составляет от 10 до 60 мкм. Дальнейшее нагружение происходит в области упругих деформаций. При снятии нагрузки происходит полное восстановление стыка.

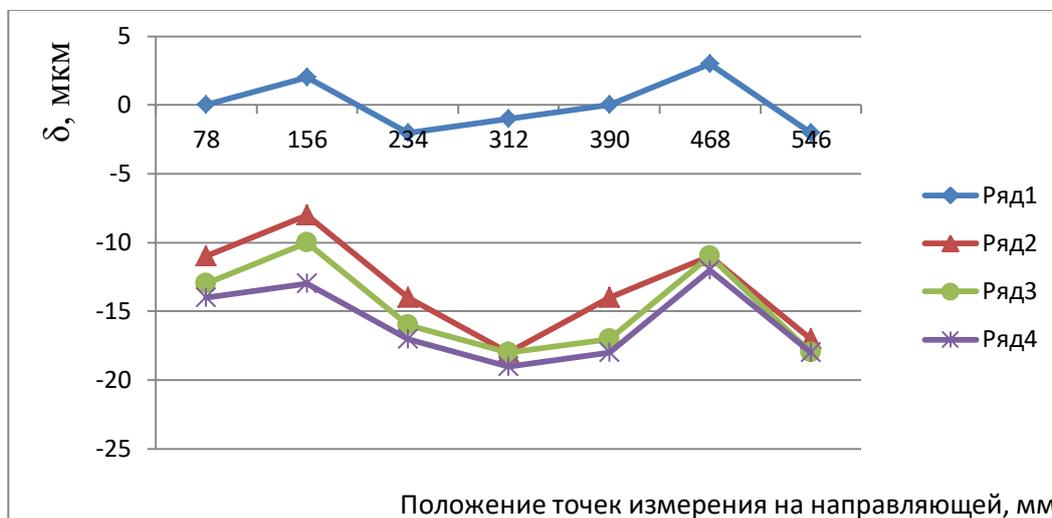


Рисунок 4.6 – Пространственно-контактных деформаций стыка «рельс - базовая плита» при воздействии нагрузки:

1 – положение рельса в измеряемых сечениях без нагрузки; 2 – пространственно-контактные деформации после первого нагружения рельса; 3 – пространственно-контактные деформации после второго нагружения рельса; 4 – пространственно-контактные деформации после третьего нагружения рельса.

Таблица 4.12– Данные измеренные на плоском стыке «рельс - базовая плита»

Этапы измерения	Пространственно-контактных деформации на участке рельса, мкм						
	78 мм	156 мм	234 мм	312 мм	390 мм	468 мм	546 мм
Исходное положение	0	2	-2	-1	0	3	-2
Нагружение 1	-11	-8	-14	-18	-14	-11	-17
Нагружение 2	-13	-10	-16	-18	-17	-11	-18
Нагружение 3	-14	-13	-17	-19	-18	-12	-18

Результаты определения средней величины пространственно-контактных деформаций в плоском стыке во всех точках представлены в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Средняя величина пространственно-контактных деформаций в зависимости от нагружения

Положение рельса	Средняя величина пространственно-контактных деформаций во всех точках относительно исходного положения δ , мкм
Исходное положение	-
Нагружение 1	13,3
Нагружение 2	14,7
Нагружение 3	15,8

В ходе работы были также проведены измерения контактных деформаций для разной длины направляющих рельс 125, 250, 315, 400, 470, 650 мм соответственно. Результаты измерений пространственно-контактных деформаций в стыке представлены в таблице 4.14 и на диаграмме на рисунке 4.7.

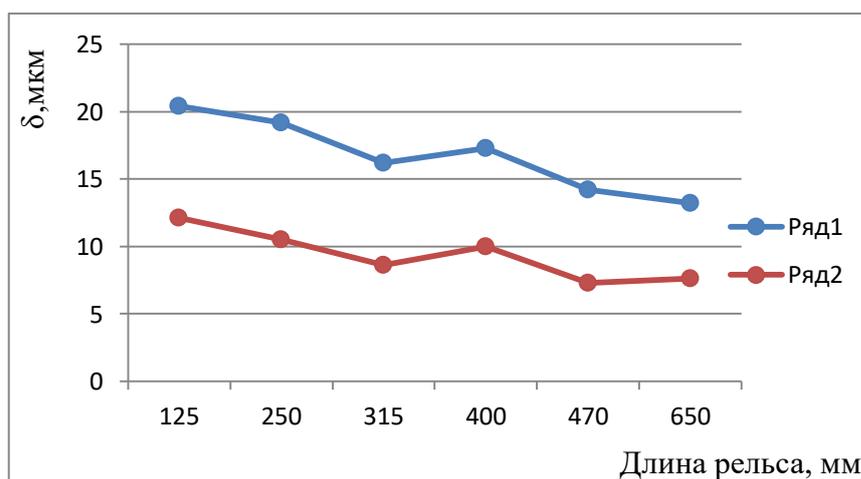


Рисунок 4.7 – Пространственно–контактных деформации стыка «рельс - базовая плита» при разной длине рельса и методе обработки базовой поверхности:

1 – базовая плита обработанная методом фрезерованием; 2 – базовая плита обработанная методом шлифованием

Таблица 4.14 – Величины пространственно-контактных деформаций на плоском стыке «рельс - базовая плита» для разных длин рельса

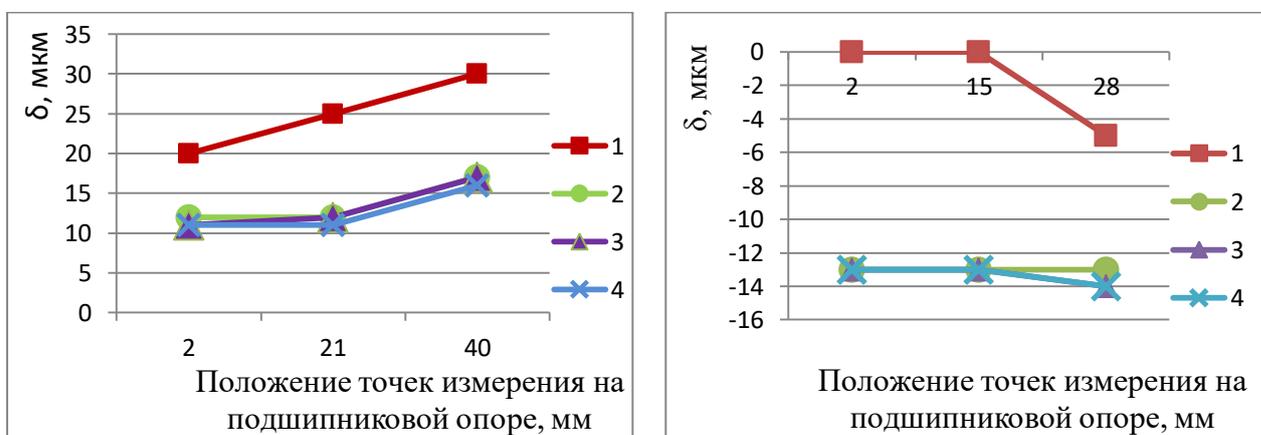
Длина рельса, мм	Величина пространственно-контактных деформаций на базовой плите обработанной фрезерованием δ , мкм	Величина пространственно-контактных деформаций на базовой плите обработанной шлифованием δ , мкм
125	20,4	12,1
250	19,2	10,5
315	16,2	8,6
400	17,3	10,0
470	14,2	7,3
650	13,2	7,6

Из полученных результатов, можно говорить, что величина пространственно-контактных деформаций после фрезерования больше в 1,3 – 2 раза, в зависимости от длины рельса. В первую очередь это зависит от поверхностного слоя, шероховатость, волнистость и макроотклонения.

Величины пространственно – контактных деформаций по величине достигают половине допуска на рельс.

2) Определение пространственно-контактных деформаций на стыке «Базовая плита – подшипниковые опоры с ШВП».

Результаты измерения податливости в подшипниковых опорах ШВП представлены в таблице 4.15, и рисунке 4.8.



а)

б)

Рисунок 4.8– Пространственно-контактные деформации стыка

а) «жесткая подшипниковая опора - базовая плита» при воздействии нагрузки:

б) «плавающая подшипниковая опора - базовая плита» при воздействии нагрузки:

1 – положение опоры в измеряемых сечениях без нагрузки; 2 – пространственно-контактные деформации после первого нагружения опоры; 3 – пространственно-контактные деформации после второго нагружения опоры; 4 – пространственно-контактные деформации после третьего нагружения опоры.

После чего проведен анализ полученных результатов. Была определена средняя величина податливости во всех точках, относительно исходного положения, для каждого нагружения (таблица 4.16).

Таблица – 4.15 Результаты измерения пространственно-контактных деформаций в опорах

Этапы измерения	Пространственно-контактные деформации в различных точках опор, мкм					
	Жесткая опора			Плавающая опора		
	2 мм	21мм	40 мм	2 мм	15мм	28 мм
Исходное положение	20	25	30	0	0	-5
Нагружение 1	13	13	18	-12	-12	-12
Разгрузка 1	20	20	25	0	0	5
Нагружение 2	12	12	17	-13	-13	-13
Разгрузка 2	20	20	25	0	0	0
Нагружение 3	11	11	17	-13	-13	-13
Разгрузка 3	25	20	25	0	0	0

Таблица 4.16 - Результаты измерения пространственно-контактных деформаций в опорах

Положение рельса	Средняя величина пространственно-контактных деформаций жесткой опоры δ , мкм	Средняя величина пространственно-контактных деформаций плавающей опоры δ , мкм
Исходное положение	-	-
Нагружение 1	11,3	11,3
Нагружение 2	11,6	11,6
Нагружение 3	11,6	12,3

Величина пространственно-контактных деформаций, практически одинакова для обоих подшипниковых опор.

3) Определение пространственно-контактных деформаций стыка «каретка – проставка».

Результаты измерения деформаций для первой проставки представлены на графике рисунок 4.9, и в таблице 4.17.

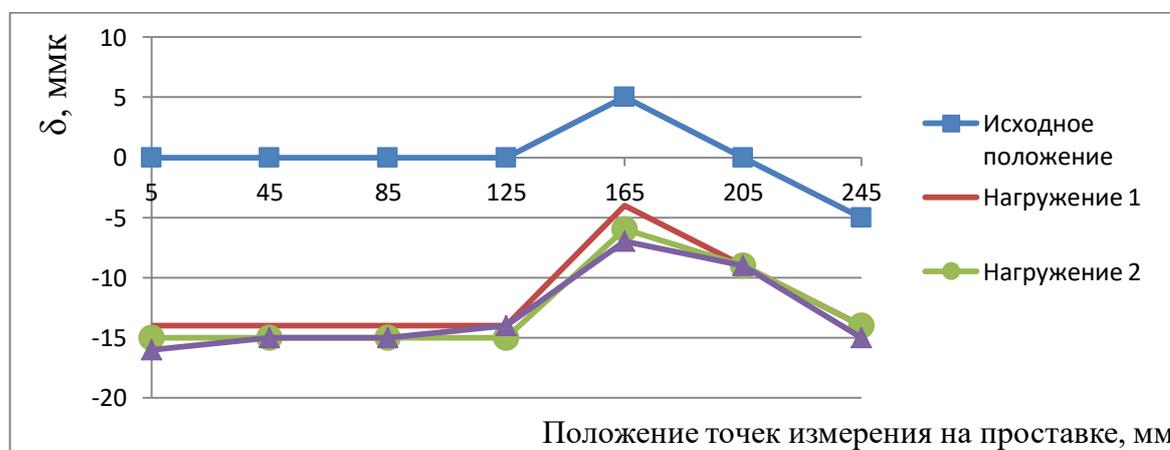


Рисунок 4.9 – График пространственно-контактных деформаций проставки 1 и кареток после нагружений

Таблица 4.17 – Результаты измерений пространственно-контактных деформаций стыка «каретки - проставка»

Точки измерения на проставке, мм	5	45	85	125	165	205	245
Исходное положение	0	0	0	0	5	0	-5
Нагружение 1	-14	-14	-14	-14	-4	-9	-14
Разгрузка 1	-5	0	0	0	5	0	-8
Нагружение 2	-15	-15	-15	-15	-6	-9	-14
Разгрузка 2	-5	0	0	0	5	5	-5
Нагружение 3	-16	-15	-15	-14	-7	-9	-15
Разгрузка 3	-5	-5	0	0	5	0	-5

Аналогично измерению деформаций на первой проставке, проведены измерения пространственно-контактных деформаций для второй проставки, которые представлены на графике рисунок 4.10, и в таблице 4.18.

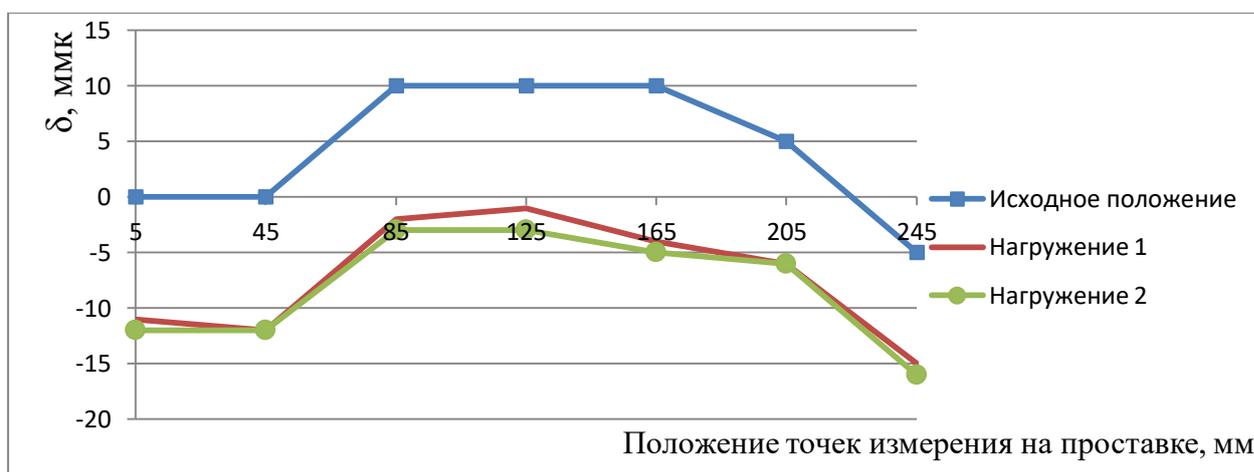


Рисунок 4.10 – График пространственно-контактных деформаций проставки 2 и кареток после нагружений

Таблица 4.18 – Результаты измерений пространственно-контактных деформаций стыка «каретки - проставка»

Точки на проставке, мм	0	0	10	10	10	5	-5
Исходное положение	-11	-12	-2	-1	-4	-6	-15
Нагружение 1	0	0	10	10	10	5	-5
Разгрузка 1	-12	-12	-3	-3	-5	-6	-16
Нагружение 2	0	0	10	10	10	5	-5
Разгрузка 2	0	0	10	10	10	5	-5

По результатам измерения пространственно-контактных деформаций в плоском стыке «Проставка – каретки», можно сказать, что его величина при первом и повторных нагружениях практически не изменяется.

Для первой проставки средняя величина пространственно-контактных деформаций при первом нагружении равна 11,8 мкм, втором нагружении 12,7 мкм, третьем нагружении 13 мкм.

Для второй проставки средняя величина пространственно-контактных деформаций при первом нагружении равна 11,6 мкм, втором нагружении 12,4, мкм.

На графике (рисунок 4.14) происходит увеличение величины пространственно-контактных деформаций. Это связано с тем, что закрепления проставки происходит на двух каретках, у которых поверхности сопряжения находятся не в одной плоскости, а на разной высоте.

На графике (рисунок 4.15) можно увидеть прогиб. В данном случае представленная проставка имеет макроотклонение – вогнутость.

4) Определение пространственно-контактных деформаций стыка «стол – проставка»

Измерение пространственно-контактных деформаций в стыке «Стол – проставки» проходили по методу, описанному в главе 2.7. Результаты измерения деформаций для первой проставки представлены на графике рисунок 4.11, и в таблице 4.19.

Таблица 4.19 – результаты измерений пространственно-контактных деформаций стыка «каретки - проставка»

Точки на проставке, мм	5	45	85	125	165	205	245
Исходное положение	-5	5	5	5	0	0	-5
Нагружение 1	-8	-7	-5	-6	-5	-10	-12
Нагружение 2	-15	-11	-9	-9	-8	-15	-15

По результатам пространственно-контактных деформаций в плоском стыке «стол – проставки», можно сказать, что величина деформаций при первом и повторных нагружениях практически не изменяется. Средняя

величина пространственно-контактных деформаций при первом нагружении равна 8,2 мкм, втором нагружении 12,4 мкм

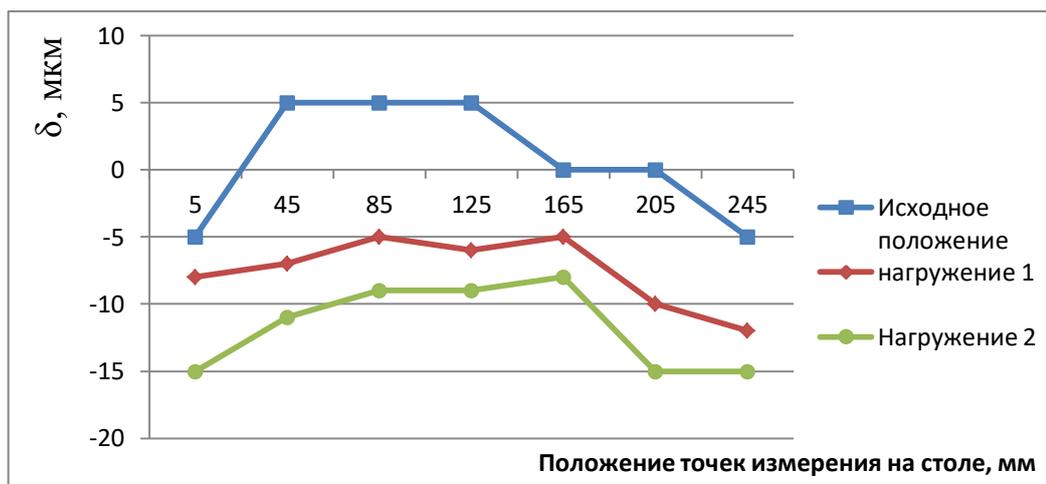


Рисунок 4.11 – График пространственно-контактных деформаций стола первый индикатор

5) Определение пространственно-контактных деформаций стыка «стол – корпус гайки»

Измерение пространственно-контактных деформаций в стыке «Стол – корпус гайки» проходили по методу, описанному в главе 2.7. Результаты измерения деформаций для первой проставки представлены в таблице 4.20.

Таблица 4.20 – результаты измерений деформаций стыка «каретки - проставка»

Положение измерения деформаций стыка «Корпус гайки – стол»	Пространственно-контактные деформации, мкм
Исходное положение	0
Нагружение 1	12,7
Нагружение 2	14,2

По результатам измерения пространственно-контактных деформаций в плоском стыке «корпус гайки – стол», можно сказать, что величина деформаций при первом и повторных нагружениях практически не изменяется. Величина пространственно-контактных деформаций при первом нагружении равна 12,7 мкм, при втором нагружении 14,2 мкм.

Величины пространственно – контактных деформаций по величине достигают половине допуска на межосевое расстояние от плоскости до ШВП.

Выводы по главе 4

1. Определены химический состав и параметры поверхностного слоя каждой детали входящий в модуль линейных перемещений.
2. С помощью экспериментальных исследований выявлено, что величины пространственно-контактных деформаций в плоских стыках, могут достигать половине допуска на размеры деталей.
3. Установлено что при первом нагружении в плоском стыке возникает максимальная величина пространственно-контактных деформаций, а при повторных нагружениях в большинстве случаев происходят уже упругие деформации, величина которых намного меньше.
4. Определено, что рельсовые направляющие после затягивания к базовой плите винтами повторяют волнистость и макроотклонения, существующие на ней.

ГЛАВА 5. ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

5.1 Расчеты пространственно-контактных деформаций плоских стыков модуля линейного перемещения

Метод расчета по определению величины пространственно-контактных деформаций в плоских стыках был описан в главе 3.2. Расчет проводился по двум зависимостям.

Определение величины пространственно-контактных деформаций по зависимости (3.15).

Для определения среднего давления в стыке рассмотрим деформации линейной направляющей (рельса) с базовой поверхностью плиты. Рельс закрепляется с помощью винтов М8. Усилие затяжки винтов определяется по зависимости (3.16).

По таблицам производителя HIWIN: $M = 3041 \text{ Нхсм} = 310 \text{ кг х см}$

$d=0,8 \text{ см}$ наружный диаметр резьбы;

$Q = 310 / 0,15 \times 0,8 = 25833 \text{ Н} = 2583 \text{ кг}$.

Давление рельса кг/см^2 , оказывающее на базовую плиту направляющей по формуле выражаем по зависимости (3.17):

$S = 136,5 \text{ см}^2$ – площадь рельса;

$n=8$ шт – количество винтов в рельсе.

тогда:

$\sigma = 2583 \cdot 8 / 136,5 = 151,4 \text{ кг/см}^2$;

Пространственно-контактные деформации тогда рассчитываются из следующих значений:

$C = 1,5$ – грубое шабрение, (фрезерование), $C = 0,2$ – шлифованные контактирующие поверхности.

$m = 0,5$ – для стали;

тогда пространственно-контактные деформации:

$\delta = 0,15 \cdot 151,4^{0,5} = 6,53 \text{ мкм}$.

Значения пространственно-контактных деформаций были рассчитаны для разных длин и для двух видов обработки (фрезерование, шлифование). Исходные значения представлены в таблице 5.1. По результату расчета составлен график зависимости величины пространственно-контактных деформаций от площади контакта, представленного на рисунке 5.1.

Таблица 5.1 – Величина пространственно-контактных деформаций, в зависимости от обработки поверхности базовой плиты

Длина рельса, мм	Площадь рельса S, см ²	Коэффициент С.	Количество винтов на рельсе, шт	Величина пространственно-контактных деформаций δ , мкм
125	26,25	1,5	2	19,3
215	45,15	1,5	3	19,3
300	63,00	1,5	4	19,3
400	84,00	1,5	5	19,3
470	98,70	1,5	6	19,3
650	136,50	1,5	8	19,3
125	26,25	0,2	2	2,6
215	45,15	0,2	3	2,6
300	63,00	0,2	4	2,6
400	84,00	0,2	5	2,6
470	98,70	0,2	6	2,6
650	136,50	0,2	8	2,6

Из полученных данных, можно сделать вывод, что при увеличении площади контакта, пространственно-контактные деформации не меняются. При грубой обработке величина податливости больше, это зависит от коэффициента С, который учитывает вид обработки

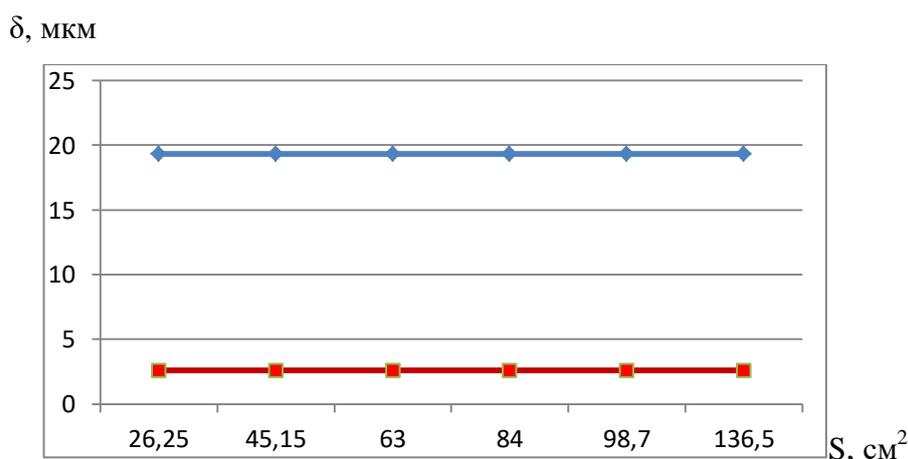


Рисунок 5.1 – График зависимости величины деформаций от площади рельса
 1 - величина пространственно-контактных деформаций рельса с фрезерованной плитой;
 2 - величина пространственно-контактных деформаций со шлифованной плитой

Определение величины пространственно-контактных деформаций по зависимости (3.18).

Давление рельса определяется аналогично, как и для предыдущей зависимости:

$$\sigma = 151,1 \text{ кг/см}^2;$$

Шероховатость поверхности (параметры шероховатости для поверхностей деталей во всех стыков определены опытным путем, результаты представлены в главе 4.1.) и определяется по зависимости (3.20):

$$Ra_1 = 0,2 \text{ мкм} - \text{ шероховатость рельса в продольном направлении, мкм}$$

$Ra_2 = 0,4 \text{ мкм}$ - шероховатость фрезерованной плиты в продольном направлении, мкм

Тогда:

$$Ra = (0,2 + 0,4)/2 = 0,3 \text{ мкм}$$

Коэффициент расположения микронеровностей:

$$C_0 = 160 \text{ из справочных значений;}$$

Модуль упругости (материалы деталей и их модуль упругости, участвующие в контакте определены в главе 4.1) и определяется по зависимости (3.23).

где:

$$E_1 = E_2 = 2,13 \cdot 10^5 \text{ (Мпа)} - \text{ для стали 40, и 14Г2}$$

Тогда:

$$E = 2 \cdot 2,13 \cdot 2,13 / (2,13 + 2,13) = 2,13 \cdot 10^5 \text{ (Мпа)}$$

Коэффициент масштаба определяется по зависимости 3.24.

В ходе измерений была измерена волнистость детали для разной длины рельса. По их результатам был выбран качества точности плиты 10 – 11. По ГОСТ 24643 -81 для каждой длины рельса свои отклонения от плоскостности. Результаты измерений представлены в главе 4.1.2.

$$\varepsilon = 200 - 170 = 30 \text{ мкм, для длины 650 мм}$$

Из полученных всех значений можно посчитать величину податливости δ , мкм:

$$\delta = 0,3 \cdot 160 \cdot 30 \cdot \sqrt{\frac{151,1}{2,13}} = 12,2 \text{ мкм}$$

Результаты измерений для всех длин направляющих для фрезерованной и шлифованной плиты и график пространственно-контактных деформаций от площади представлены в таблицах 5.2 - 5.3 и на графиках на рисунке 5.2.

Таблица 5.2 – значения величины пространственно-контактных деформаций от площади (плита фрезерованная)

Длина рельса, мм	Площадь рельса S, см ²	δ, мкм
125	26,25	23,1
215	45,15	21,6
300	63,00	21,1
400	84,00	16,3
470	98,70	16,5
650	136,50	12,2

Таблица 5.3 – значения величины пространственно-контактных деформаций от площади (плита шлифованная)

Длина рельса, мм	Площадь рельса S, см ²	δ, мкм
125	26,25	9,2
215	45,15	8,6
300	63,00	4,2
400	84,00	4,1
470	98,70	4,1
650	136,50	2,0

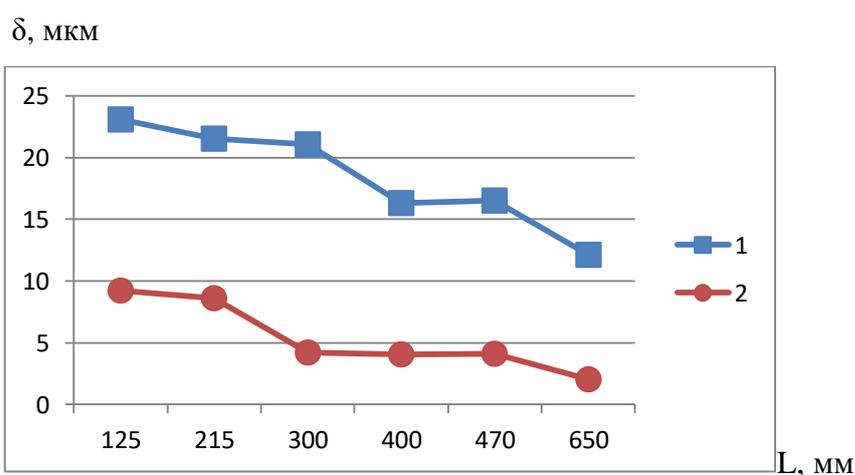


Рисунок 5.2 –График пространственно-контактных деформаций от площади:
 1- величина пространственно-контактных деформаций, если базовая плита фрезерованная;
 2- величина пространственно-контактных деформаций, если базовая плита шлифованная

Из полученных результатов пространственно-контактных деформаций зависит от параметров качества поверхностных слоев сопрягаемых деталей, таких как шероховатость и волнистость. Фрезерованная плита имеет большую величину волнистости и шероховатости и величина пространственно-контактных деформаций соответственно больше чем при шлифовании. Из графика (рисунок 5.2), можно увидеть, что при сопряжении базовой плиты с разной обработкой с рельсами разной длины графики очень похожи, отличаются лишь величиной пространственно-контактных деформаций. Это говорит о том, что присутствует технологическая наследственность при различных видах обработки.

Аналогично определяются величины пространственно-контактных деформаций для всех плоских стыков стенда модуля линейных перемещений.

Рекомендуемая величина усилия затяжки винтов и их количества для каждого стыка представлены в таблице 5.4 [31].

Таблица 5.4 - Справочные данные для определения пространственно-контактных деформаций в стыках

Стык	Количество винтов, шт	Используемые винты, мм	Момент затяжки винтов, кг·см
Базовая плита - Рельс	8	M8	310
Каретки - Проставка	8	M8	310
Базовая плита - опора плавающая	2	M10	530
Базовая плита - опора фиксированная	4	M10	530
Проставки - стол	8	M10	530
Корпус гайки - стол	4	M8	310

Давление рельса определяется аналогично, как и для рельсовых направляющих. Результаты расчетов пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейного перемещения представлены в таблице 5.5, для различного вида обработки.

Аналогично, определим величину пространственно-контактных деформаций для всех стыков стенда модуля линейного перемещения на базе ШВП, по зависимости (3.21).

Таблица 5.5 - Результаты измерения пространственно-контактных деформаций для плоских стыков

Стык	Обработка	Площадь контакта, см ²	δ, мкм
«Базовая плита – Рельс»	Фрезерование	136,5	18,5
	Шлифование		7,6
«Каретки – Проставка»	Фрезерование	28,0	33,7
	Шлифование		11,8
«Базовая плита – опора плавающая»	Фрезерование	31,8	31,6
	Шлифование		11,3
«Базовая плита – опора фиксированная»	Фрезерование	44,5	26,7
	Шлифование		11,3
«Проставки – стол»	Фрезерование	451,8	11,9
	Шлифование		8,2
«Корпус гайки – стол»	Фрезерование	47,5	22,1
	Шлифование		12,7

В таблице 5.6 указаны измеренные значения волнистости (глава 4.2) и допуск на плоскостность.

Результаты расчетов пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейного перемещения представлены в таблице 5.7, для различного вида обработки.

Таблица 5.6- Общая таблица максимальной высоты волны в деталях стыка

Стык	Деталь	W _{max} , мкм	Площадь стыка, см ²	Допуск плоскостности по 11 степени точности, ГОСТ 24643-81, мкм
Базовая плита - Рельс	Базовая плита	135	136,5	140
	Рельс	30		40
Базовая плита – Подшипниковая опора плавающая	Базовая плита	50	31,8	50
	Подшипниковая опора плавающая	20		25
Базовая плита – Подшипниковая опора фиксированная	Базовая плита	50	44,5	50
	Подшипниковая опора фиксированная	30		40
Каретка – Проставка	Каретка	30	28,0	30
	Проставка	30		30
Проставка - Стол	Проставка	40	225,9	50
	Стол	50		50
Корпус гайки - стол	Корпус гайки	15	47,5	20
	Стол	30		40

Таблица 5.7 - Результаты измерения пространственно-контактных деформаций для плоских стыков

Стык	Площадь контакта, см ²	δ , мкм
Базовая плита - Рельс	136,5	2,0
Каретки - Проставка	28,0	2,8
Базовая плита – опора плавающая	31,8	3,4
Базовая плита – опора фиксированная	44,5	5,0
Проставки - стол	225,9	6,7
Корпус гайки - стол	47,5	5,2

5.2 Математический анализ пространственно-контактных деформаций, полученных в ходе экспериментов и расчетов.

В ходе работы были определены величины пространственно-контактных деформаций, в стыке «базовая плита – направляющий рельс» в зависимости от длины рельса по двум зависимостям (глава 3.2), а в главе 4.4 были определены экспериментальные значения.

Сравним фактические величины (таблица 5.8) пространственно-контактных деформаций определенные по зависимости (3.15) [14 - 16, 45, 47, 50, 58, 59, 61, 62, 64, 66 –67, 69]. Рассмотрим совместный график с полученными данными, представленный на рисунке 5.3.

Таблица 5.8 – Величина пространственно-контактных деформаций, для разной длины рельс

Длина рельса, мм	Пространственно-контактные деформации, по зависимости (3.15) δ_1 , мкм	Пространственно-контактные деформации полученные экспериментально, $\delta_э$, мкм
125	2,6	12,1
215	2,6	10,5
300	2,6	8,6
400	2,6	10
470	2,6	7,3
650	2,6	7,6

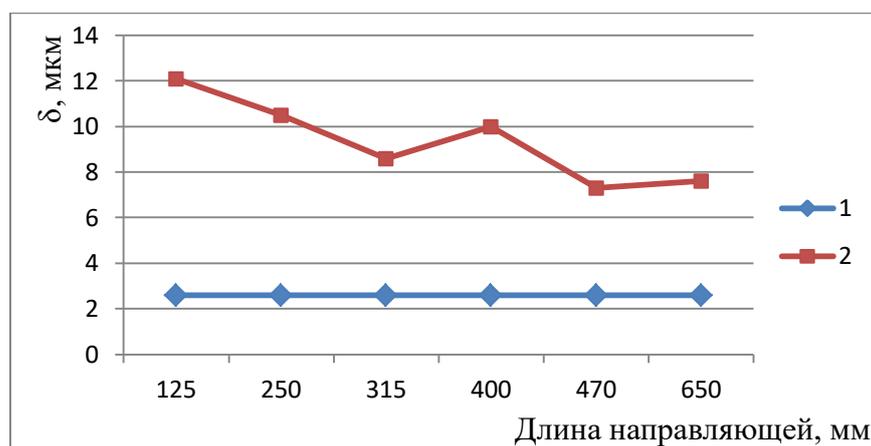


Рисунок 5.3 – Графики пространственно-контактных деформаций полученные: 1 – по зависимости (3.15); 2 – в результате эксперимента

Из полученных величин можно увидеть, что параметры пространственно-контактных деформаций в 3-4 раза меньше, чем полученные экспериментально. При построении средней линии (рисунок 5.4) между полученными графиками также наблюдается большая погрешность.

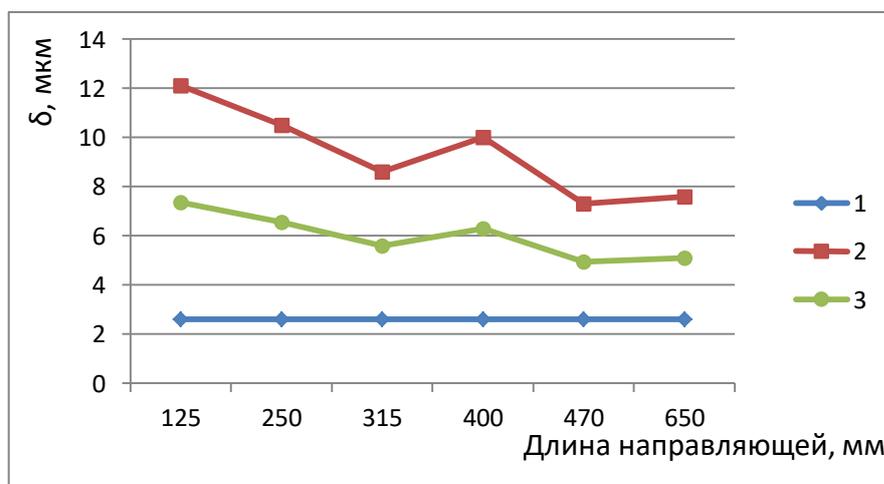


Рисунок 5.4 – Графики пространственно-контактных деформаций полученные: 1 – по зависимости (3.15); 2 – в результате эксперимента; 3 – средние значения

В таблице 5.9 представлены средние значения линии и во сколько пространственно-контактных деформаций полученные фактически отличаются от теоритических и от средних данных.

При рассмотрении средних значений величина погрешности для этих длин достигает порядка 1,5 раз.

Таблица 5.9– Результаты вычисления пространственно-контактных деформаци

Длина рельса, мм	Пространственно-контактные деформации по средним значениям δ_{cp} , МКМ	Отношение δ_3 / δ_1	Отношение δ_3 / δ_{cp}
125	6,4	4,6	1,6
215	9,3	4,1	1,6
300	5,5	3,3	1,5
400	6,2	3,8	1,6
470	4,9	2,8	1,5
650	5,0	2,9	1,5

Данная погрешность может сказаться при расчетах размерных цепей высокоточного оборудования, поэтому полученные пространственно-контактные деформации для длин рельс 125 – 650 мм будет некорректным.

Для уменьшения погрешности были рассчитаны поправочные коэффициенты для зависимости (3.15) для каждой длины рельса, которые использовались в ходе эксперимента для полученных значений контактных деформаций от длины рельса представленные в таблице 5.10.

Таблица 5.10 – Определение коэффициента для зависимости (3.18) для определения величины пространственно-контактных деформаций

Длина рельса, мм	Пространственно-контактные деформации по зависимости (3.15) δ_1 , МКМ	Пространственно-контактные деформации полученное экспериментально, δ_3 , МКМ	Коэффициент К δ_3 / δ_1
125	2,6	12,1	4,6
215	2,6	10,5	4,1
300	2,6	8,6	3,3
400	2,6	10	3,8
470	2,6	7,3	2,8
650	2,6	7,6	2,9

В программе Microsoft Excel была выведена математическая зависимость коэффициента зависящая от длины рельса от 125мм до 650 мм.

$$\delta = k_1 C \sigma^m \quad (5.1)$$

$$k_1 = 4,7 l_p^{-0,265} \quad (5.2)$$

$$\delta = 4,7 l_p^{-0,265} C \sigma^m \quad (5.3)$$

Сравним фактические величины (таблица 5.11) пространственно-контактных деформаций с полученными величинами по второй зависимости (3.18) [22 – 26]. Рассмотрим совместный график с полученными данными, представленный на рисунке 5.5.

Из полученных данных можно увидеть, что величины пространственно-контактных деформаций, рассчитанные по зависимости (3.18) и определенные в ходе эксперимента похожи. Прежде всего, связано это с тем, что при расчете уже используется допуск на плоскостность и параметры волнистости.

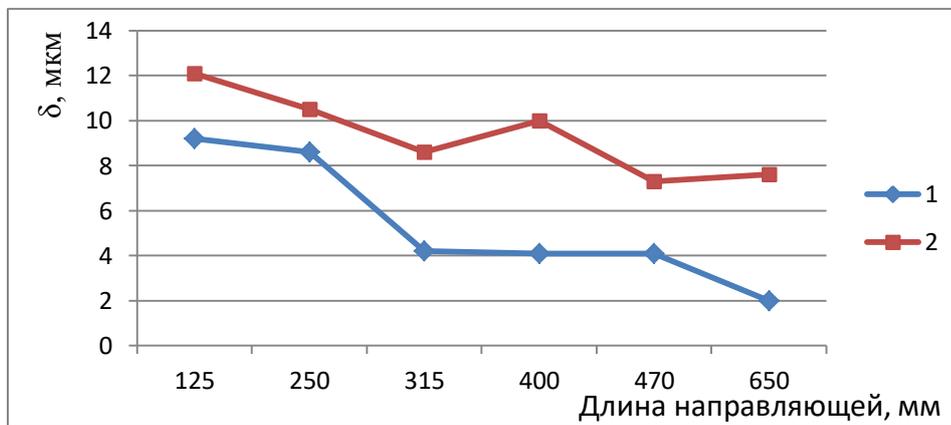


Рисунок 5.5 – Графики пространственно-контактных деформаций полученные:
1 – по зависимости (3.18); 2 – в результате эксперимента

Таблица 5.11 – Величина пространственно-контактных деформаций, для разной длины рельс

Длина рельса, мм	Пространственно-контактные деформации по зависимости (3.18) δ_2 , мкм	Пространственно-контактные деформации полученные экспериментально, δ_3 , мкм
125	9,2	12,1
215	8,6	10,5
300	4,2	8,6
400	4,1	10
470	4,1	7,3
650	2,0	7,6

При построении средней линии (рисунок 5.6) между полученными графиками также наблюдается погрешность в диапазонах этих длин, но она меньше чем по зависимости (3.15).

В таблице 5.12 представлены средние значения линии и показано, во сколько отличаются пространственно-контактных деформации, полученные фактически от теоритических и от средних данных.

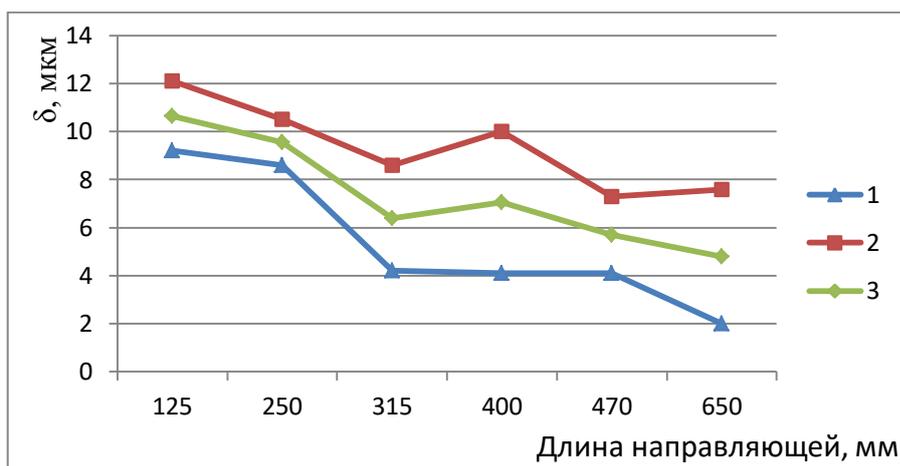


Рисунок 5.6– Графики пространственно-контактных деформаций полученные: 1 – по зависимости (3.18); 2 – в результате эксперимента; 3 –средние значения

Из полученных величин можно увидеть, что параметры пространственно-контактных деформаций в 2 раза меньше, чем полученные экспериментально. Такая погрешность может сказаться при проектировании высокоточного оборудования, поэтому полученные значения в результате расчета использовать некорректно.

Таблица 5.12 – Результаты вычисления пространственно-контактных деформаций

Длина рельса, мм	Пространственно-контактные деформации по средним значениям $\delta_{ср}$, мкм	Отношение δ_3/δ_2	Отношение $\delta_3/\delta_{ср}$
125	10,6	1,3	1,1
215	9,5	1,2	1,2
300	6,4	2,0	2,0
400	7,1	2,4	2,4
470	5,7	1,8	1,8
650	4,8	3,8	3,8

Для уменьшения погрешности были рассчитаны поправочные коэффициенты по зависимости (3.18) для каждой длины рельса, которые использовались в ходе эксперимента для полученных значений контактных деформаций от длины рельса, которые представлены в таблице 5.13.

Таблица 5.13 – Величина пространственно-контактных деформаций, для разной длины рельс

Длина рельса, мм	Пространственно-контактные деформации по зависимости (3.18) δ_2 , мкм	Пространственно-контактные деформации экспериментальное, δ_3 , мкм	Коэффициент К δ_2/δ_3
125	9,2	10,1	0,91
215	8,6	16,0	0,54
300	4,2	8,6	0,49
400	4,1	10,0	0,41
470	4,1	7,3	0,56
650	2,0	7,6	0,26

В программе Microsoft Excel была выведена математическая зависимость коэффициента, зависящая от длины рельса от 125мм до 650 мм.

$$\frac{\delta}{Ra} = k_2 \cdot C_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{E}} \quad (5.4)$$

$$k_2 = 1,12 l_p^{0,5} \quad (5.5)$$

$$\frac{\delta}{Ra} = 1,21 l_p^{0,5} \cdot C_0 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{E}} \quad (5.6)$$

С помощью программы MS Excel были выведены зависимости для определения пространственно-контактных деформаций по полученным экспериментальным значениям. Для этого были построены линии тренда, которые отвечают линейному и степенному закону.

Рассмотрим линейный закон для полученных данных (рисунок 5.7).

Математическая зависимость, описывающая экспериментальные значения выглядит следующим образом:

$$\delta = - 0,008 \cdot l_p + 12,34 \quad (5.7)$$

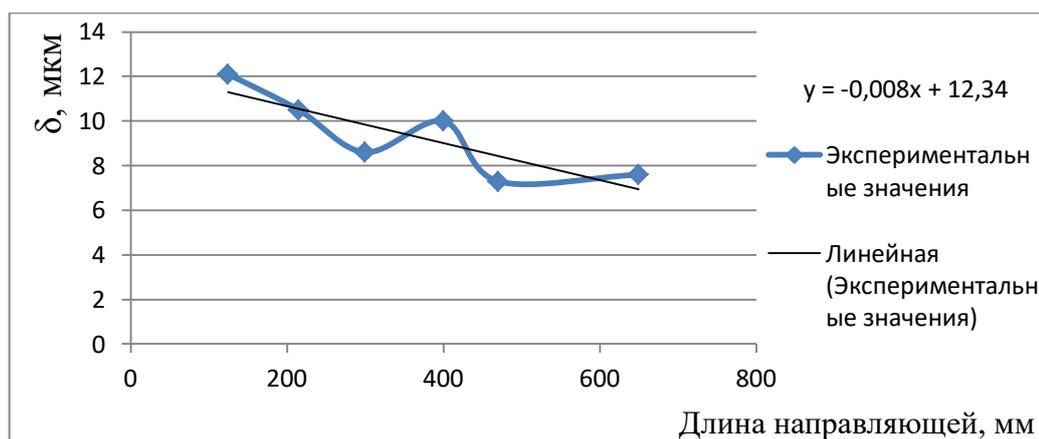


Рисунок 5.7 – График экспериментальных значений и линии тренда описывающей линейный закон

Из графика можно сразу утверждать, что данная зависимость имеет погрешность. Рассмотрим величину абсолютной погрешности и относительной погрешности по следующим зависимостям:

$$\Delta X = X_{\text{изм}} - X_{\text{факт}} \quad (5.8)$$

$$\delta = \frac{\Delta X_{\text{изм}}}{X_{\text{факт}}} \times 100\% \quad (5.9)$$

Где: ΔX – абсолютная погрешность, мкм; δ – относительная погрешность, $X_{\text{изм}}$ – значение контактных деформаций полученный по выведенной зависимости, мкм, $X_{\text{факт}}$ – значение контактных деформаций полученный в ходе экспериментов, мкм

Абсолютная и относительная погрешность данной зависимости представлена в таблице 5.14:

Таблица 5.14 – Результаты вычисления погрешности

Длина рельса, мм	Значения контактных деформаций полученные в ходе экспериментов, мкм	Значения контактных деформаций полученные по линейной зависимости, мкм	Абсолютная погрешность, мкм	Относительная погрешность, %
125	12,1	11,3	-0,8	-6,6
215	10,5	10,6	0,1	0,5
300	8,6	9,9	1,3	14,5
400	10	9,0	-1,0	-9,8
470	7,3	8,4	1,1	15,6
650	7,6	6,9	-0,7	-8,6

Из полученных значений абсолютная погрешность достигает порядка 1,5 мкм, относительная ошибка достигает 15%, при этом величина значений настолько малы, что в некоторых случаях при сборке такой величиной можно пренебречь.

Рассмотрим степенной закон для полученных данных (рисунок 5.8). Математическая зависимость, описывающая экспериментальные значения выглядит следующим образом:

$$\delta = 49,7 \cdot l_p^{-0,29} \quad (5.10)$$

Таблица 5.15 – Результаты вычисления погрешности

Длина рельса, мм	Значения контактных деформаций полученные в ходе экспериментов, мкм	Значения контактных деформаций полученные по степенной зависимости, мкм	Абсолютная погрешность, мкм	Относительная погрешность, %
125	12,1	12,3	0,2	1,3
215	10,5	10,5	0,0	-0,3
300	8,6	9,5	0,9	10,6
400	10	8,7	-1,3	-12,5
470	7,3	8,3	1,0	14,4
650	7,6	7,6	0,0	0,0

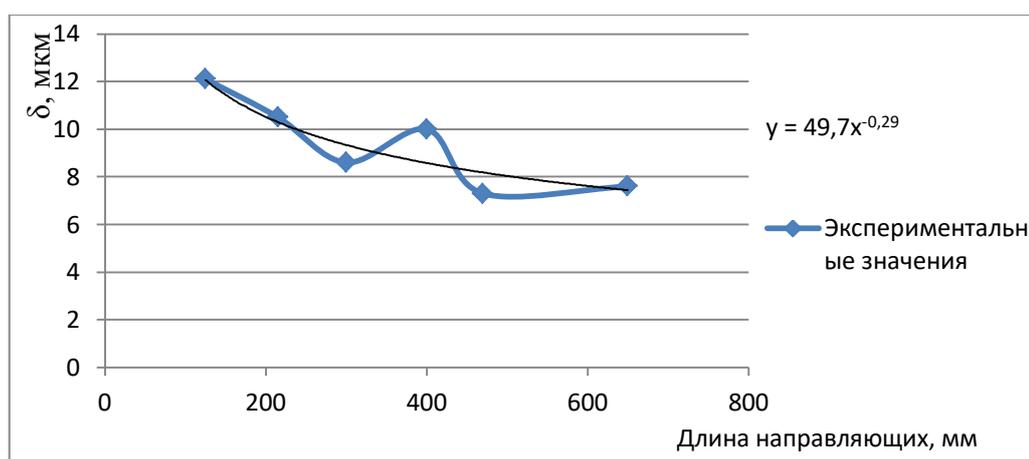


Рисунок 5.8 – График экспериментальных значений и линии тренда описывающая полиномиальный закон

По полученному графику, можно видеть, что полиномиальный закон точно описывает кривую, полученную в ходе экспериментов, но погрешность

также присутствует. Абсолютная и относительная погрешность данной зависимости представлена в таблице 5.15.

Из полученных значений абсолютная погрешность достигает 1,3 мкм, относительная ошибка достигает 15%, при этом величина значений настолько малы, что в некоторых случаях при сборке такой величины можно пренебречь.

Такая зависимость наиболее точно описывает полученные экспериментальные данные, но более трудоемка при математическом расчете.

5.3 Расчеты размерных цепей методом полной взаимозаменяемости на стенде модуля линейного перемещения на базе ШВП

На изготовленном стенде описанный в главе 2.3 был проведен расчет размерных цепей с учетом и без пространственно-контактных деформаций, согласно описанным методам описанных в главе 3.1 и 3.3.

5.3.1 Расчет размерных цепей без учета пространственно-контактных деформаций

Для нашего модуля линейного перемещения размеры и допуски унифицированных модулей равны:

$$F = 48 \pm 0,03$$

$$G = 35 \pm 0,03$$

Согласно описанным зависимостям в главе 3.1. Определяем основные размеры и допуска.

Размер Н:

$$48+35 = 83$$

Допуск на размер Н:

$$TH = 0,06+0,06=0,12$$

Верхнее и нижнее отклонение размера Н:

$$ES_H = 0,03 + 0,03 = 0,06$$

$$EI_H = -0,03 + (-0,03) = -0,06$$

Координата середины поля допуска:

$$ES_H = 0,06 - \frac{0,12}{2} = 0$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$TH = 0,06 + 0,06 = 0,12$$

$$ES_H = 0 - 0 = 0$$

Итоговый размер $H=83 \pm 0,06$

После этого, как мы определили замыкающий размер H и его допуски, рассчитываем размер L и его допуск.

$$K = 45 \pm 0,04$$

Размер L :

$$L = 83 - 45 = 38$$

Определяем допуск на размер K

$$TL = 0,12 - 0,08 = 0,04$$

Допуск TK определен производителем направляющих и кареток HIWIN [28].

Определяем верхнее и нижнее отклонение размера K :

$$ES_L = 0,06 - 0,04 = 0,02$$

$$EI_L = -0,06 - (-0,04) = -0,02$$

Координата середины поля допуска:

$$ES_L = 0,02 - \frac{0,04}{2} = 0$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$ES_L = 0 - (0 - 0) = 0$$

Итоговый размер $L=38 \pm 0,02$

5.3.2 Расчет размерных цепей с учетом пространственно-контактных деформаций

Согласно описанным зависимостям в главе 3.3 и полученным значениям пространственно-контактных деформаций (таблица 5.16) описанных в главе 5.1 для модуля линейного перемещения определяем основные размеры и допуски.

Таблица 5.16 - Результаты расчета пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейного перемещения

Стык	Пространственно-контактные деформации в результате эксперимента, мкм	Пространственно-контактные деформации, полученные по зависимости (5.10), мкм
Базовая плита – Рельс δ_1	7,6	7,6
Каретки – Проставка δ_2	11,8	13,1
Проставки – стол δ_3	8,2	10,0
Базовая плита – опора подшипниковая δ_5	11,3	12,7
Корпус гайки – стол δ_4	12,7	13,1

Пример расчета размерной цепи с величинами пространственно-контактных деформаций, полученные в результате расчетов по зависимости (5.10) приведенной в работах представленные в главе 5.2.

Размер Н:

$$N = 48 + 35 - 0,013 - 0,013 = 82,974$$

Допуск на размер Н:

$$T_N = 0,06 + 0,06 = 0,12$$

Координата середины поля допуска:

$$E_{S_N} = 0,06 - \frac{0,12}{2} = 0$$

Проверка допусков производится по формулам:

$$T_N = 0,06 + 0,06 = 0,12$$

$$E_{S_N} = 0 - 0 = 0$$

Тогда размер $N = 82,97 \pm 0,06$

Принимаем: $N = 82,97 \pm 0,06$

Определение размер L и его допуск.

$$L=82,97 + 0,0076 + 0,01 - 45 - 0,013 = 37,98$$

Определение допуск на размер K

$$TL = 0,12 - 0,08 = 0,04$$

Определение верхнее и нижнее отклонение размера L:

$$ES_L = 0,06 - 0,04 = 0,02$$

$$EI_L = -0,06 - (-0,04) = -0,02$$

Координата середины поля допуска:

$$EC_L = 0,02 - \frac{0,04}{2} = 0$$

Окончательная проверка допусков производится по формулам:

$$EC_L = 0 - (0 - 0) = 0$$

После расчета и проверки следует, что размер $L = 37,98 \pm 0,01$

Принимаем: $L = 37,98 \pm 0,02$

Аналогично производится расчет размерных цепей для полученных величин пространственно-контактных деформаций, по экспериментальным зависимостям. Результаты приведены в таблице 5.17.

Таблица 5.17 – Результаты определения размеров с учетом величины пространственно-контактных деформаций,

Размер	Размеры без учета контактных деформаций, мм	Величина, с учетом пространственно-контактных деформаций, рассчитанных по формуле (5.10), мм	Величина, с учетом пространственно-контактных деформаций, измеренных в ходе эксперимента, мм
Н	$83,00 \pm 0,06$	$82,97 \pm 0,06$	$82,98 \pm 0,06$
К	$38,00 \pm 0,02$	$37,98 \pm 0,02$	$37,98 \pm 0,02$

По результатам анализа всех методов расчета можно говорить о том, что размеры проставки L и величина Н изменяется от традиционного метода на $0,02 - 0,03$ мм, что является половиной допуска на размер. В определенных узлах такой погрешностью можно пренебречь, но для более точных узлов следует учитывать.

5.4 Расчеты дополнительных усилий трения в гайке ШВП модуля линейного перемещения

На примере стенда модуля линейного перемещения проведем расчет усилий трения в гайке ШВП, который будет сделан по методике описанный в главе 3.4.

Расчет величины зазора (натяга) с величиной пространственно-контактных деформаций, полученные в результате экспериментальных исследований по зависимости (5.10).

$$H = 82,97 \pm 0,06;$$

из расчетов тогда:

$$H_{\min} = 82,91 \text{ мм};$$

$$H_{\max} = 83,03 \text{ мм};$$

Тогда зазор:

$$\omega = H_{\max} - H_{\min} + \delta_4 = 83,03 - 82,91 + 0,013 = 0,133 \approx 0,13 \text{ мм}$$

В таком случае при закреплении узлов, корпус гайки будет изгибать винт вверх. Это приводит к тому, что винту необходимо больший момент для его поворота, т.к. возникает большая радиальная сила.

Рассчитаем требуемое усилие без учета контактных деформаций. По зависимостям (3.46) находим момент инерции.

$$I = \frac{3,14 \cdot 32^4}{64} = 51445,76 \text{ мм}^4$$

Оценим характер и порядок величин возникающих усилий для схемы в (рисунок 2.36 а) в самой ближней точке от подшипниковой опоры на расстоянии $l=50$ мм и в самой дальней $l=420$ мм.

$$P_{50} = \left(\frac{3 \cdot 2000 \cdot 51445,76 \cdot 0,13}{50^3} \right) = 3210 \text{ Н}$$

$$P_{240} = \left(\frac{3 \cdot 2000 \cdot 51445,76 \cdot 0,13}{240^3} \right) = 29 \text{ Н}$$

Оценим характер и порядок величин возникающих усилий для схемы в (рисунок 2.36 б) и по зависимости (3.47):

$$P = - \left(\frac{3 \cdot 2000 \cdot 51445,76 \cdot 0,13}{50^2 \cdot 420^2} \right) = 427,6 \text{ Н}$$

Результаты расчетов представлены в таблице 5.17. Для максимальной нагрузки, полученной при расчете усилия, с учетом пространственно-контактных деформаций, полученные в ходе эксперимента, построен график, представленный на рисунке 5.9.

При расчете величины максимального радиального усилия на винте ШВП с учетом пространственно-контактных деформаций, выше на 10-15% выше, чем при расчете, если их не учитывать.

На графике (рисунок 5.9) величина радиальной силы будет увеличиваться при приближении гайки к подшипниковой опоре. Чем дальше гайка от винта, тем меньше нагрузка на винт. В этом случае при приближении к подшипниковой опоре гайка может застопориться и заклиниваться.

Таблица 5.18– Результаты определения размеров с учетом величины пространственно-контактных деформаций

Схема установки ШВП в подшипниковые опоры	Зазор ω , мм	Длина	Усилие на винте, (Н)
С одной жесткой подшипниковой опорой	0,13	50	3210
		240	29
С двумя плавающими подшипниковыми опорами	0,13	50	427,6
		240	61,9

На графике (рисунок 5.10) величина радиальной силы возрастает при приближении гайки к плавающей или жесткой опоре, но она гораздо меньше, чем радиальная сила, возникающая при схеме с одной подшипниковой опоре т.к. данная схема имеет большую жесткость.

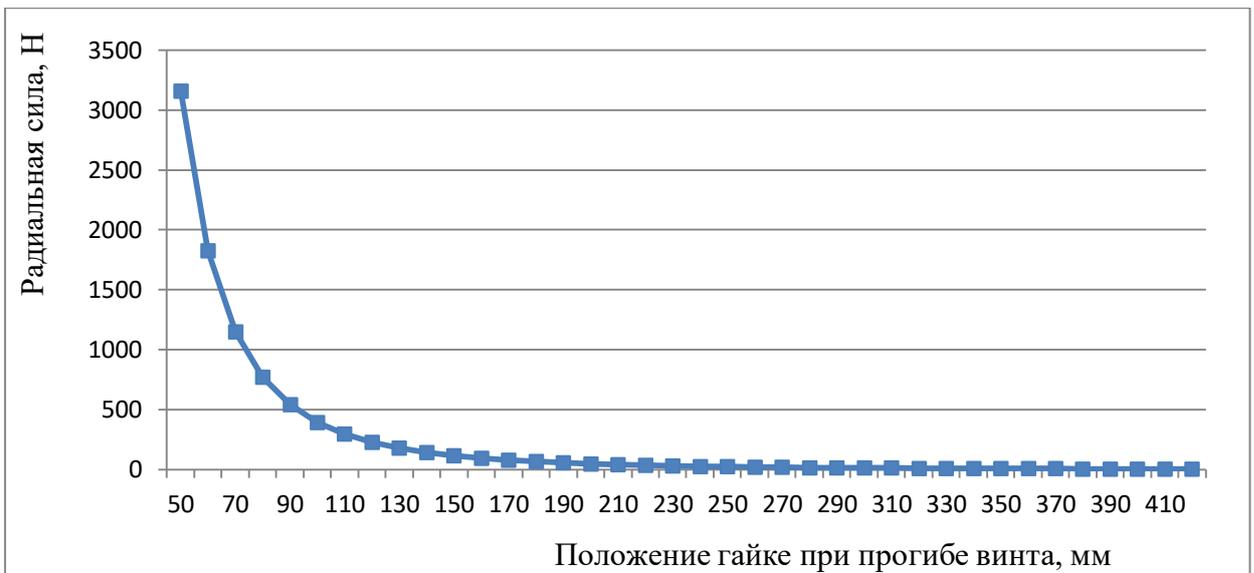


Рисунок 5.9– График радиальной нагрузки винта при установке винта ШВП в одну жесткую опору

Отсюда следует, что при приближении гайки к подшипниковым опорам сила увеличивается, что ведет к деформации винта. На практике чаще всего, гайка заклинивается, двигатель не может провернуть винт. Для устранения обычно приходится разбирать модуль линейных перемещений.

Для устранения такой ситуации на практике используют метод подгонки, притирки. Это дает уменьшение радиальной нагрузки, и двигатель работает только с осевой нагрузкой.

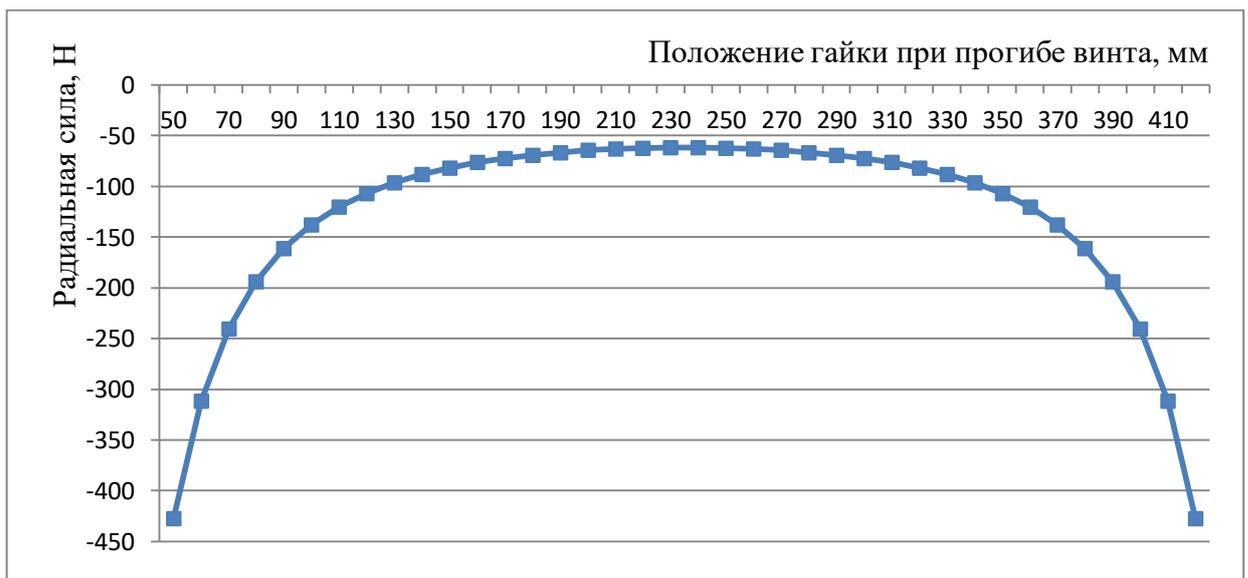


Рисунок 5.10– График радиальной нагрузки винта при установке винта ШВП в две плавающие опоры

Рассмотрим нагруженность подшипника при полученных значениях радиальной нагрузки при различном положении гайки на винте при наибольшем зазоре. Соответственно на длине 240 мм – 49,4 Н, 50мм – 421 Н. В опоре ШВП, установлен подшипник 6205, который имеет 9 шариков. Диаметр шарика $d_m=7,938$ мм, диаметр обоймы 34,4 мм.

Определяем дополнительный момент холостого хода в подшипниковых опорах по зависимостям, которые описаны в главе 3.4. Находим величину реакции опоры, на которую действует радиальная сила.

Для схемы с одной жесткой опоры на расстоянии 50 мм от подшипниковой опоры:

$$P_{50} = F_A = 3161 \text{ Н}$$

Для двух плавающих опор на длине от жесткой подшипниковой опоры 50 мм:

$$F_{A50} = \frac{421 \cdot 420}{470} = 376 \text{ Н}$$

$$F_{B50} = \frac{421 \cdot 50}{470} = 44,7 \text{ Н}$$

Тогда дополнительный крутящий момент холостого хода, возникающий в гайке ШВП (подшипниковой опоре) из-за радиальной нагрузки, будет равен:

Для схемы с одной жесткой опоры с двумя подшипниками на расстоянии 50 мм от подшипниковой опоры:

$$M_{п.о.50} = 2 \cdot 1,25 \cdot 0,004 \cdot 3161 \frac{34,4}{7,938} = 136,8 \text{ Н} \cdot \text{см} = 1,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для схемы с двумя опорами (плавающая - плавающая) на расстоянии 50 мм от подшипниковой опоры и на середине винта 240 мм от опоры:

$$M_{п.о.A50} = 1,25 \cdot 0,004 \cdot 382 \cdot \frac{34,4}{7,938} = 8,28 \text{ Н} \cdot \text{см} = 0,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{п.о.B240} = 1,25 \cdot 0,004 \cdot 61,3 \cdot \frac{34,4}{7,938} = 0,68 \text{ Н} \cdot \text{см} = 0,007 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Рассчитаем усилия нагрузки на гайке ШВП.

На рисунке 5.11 построена графическая схема со следующими характеристиками гайки ШВП:

Диаметр шарика – 3,175 мм;

$D_w=29,324$ мм;

Количество опорных дорожек $z - 2,5$

Условие равновесия выражается следующей зависимостью для одной дорожки [2,20,55,56].

$$F_r = 2,5 \cdot (N_0 + 2N_1 \cos 11^\circ 15' + 2N_2 \cos 22^\circ 30' + 2N_3 \cos 33^\circ 45' + 2N_4 \cos 45^\circ + 2N_5 \cos 56^\circ 15' + 2N_6 \cos 67^\circ 30' + 2N_7 \cos 78^\circ 45')$$

Тогда для схемы с одной жесткой опорой, расчет идет по зависимостям (3.53 – 3.55).

$$N_0 = \frac{10,9 \cdot 3210}{80} = 437 \text{ Н}$$

где: $n = 80$ количество шариков,

$k =$

$$k = \frac{80}{1+2 \sum \cos^5 / 2 \cos 11^\circ 15' + \cos^5 / 2 \cos 22^\circ 30' + \cos^5 / 2 \cos 33^\circ 45' + \cos^5 / 2 \cos 45^\circ + \cos^5 / 2 \cos 56^\circ 15' + \cos^5 / 2 \cos 67^\circ 30' + \cos^5 / 2 \cos 78^\circ 45'}$$

$$= 10,9$$

Тогда:

$$N_1 = 437 \cos^{3/2} 11^\circ 15' = 425 \text{ Н};$$

$$N_2 = 437 \cos^{3/2} 22^\circ 30' = 388 \text{ Н};$$

$$N_3 = 437 \cos^{3/2} 33^\circ 45' = 332 \text{ Н};$$

$$N_4 = 437 \cos^{3/2} 45^\circ = 260 \text{ Н};$$

$$N_5 = 437 \cos^{3/2} 56^\circ 15' = 181 \text{ Н};$$

$$N_6 = 437 \cos^{3/2} 67^\circ 30' = 104 \text{ Н};$$

$$N_7 = 437 \cos^{3/2} 78^\circ 45' = 38 \text{ Н}.$$

Тогда дополнительный крутящий момент холостого хода в гайке

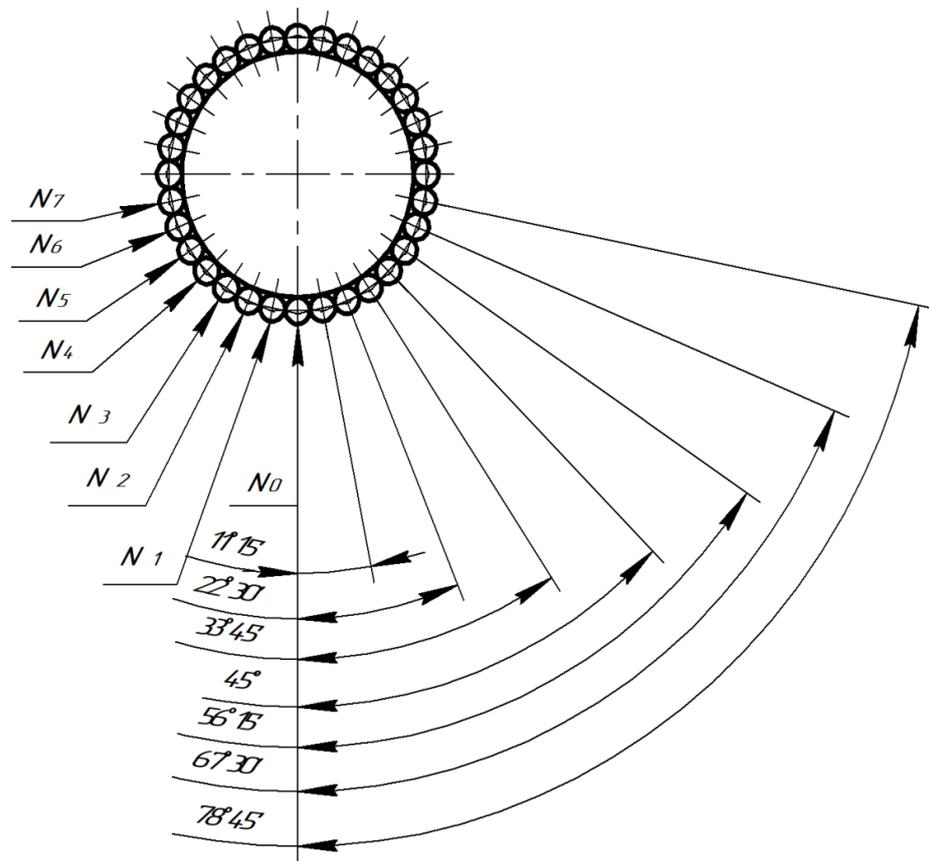


Рисунок 5.11 Схема нагружения ШВП

$$\begin{aligned}
 M_{\text{ШВП}} = & 2,5 \sum_0^7 431 \cdot 0,004 \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \cdot 425 \cdot 0,004 \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \cdot 388 \cdot 0,004 \\
 & \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \cdot 332 \cdot 0,004 \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \cdot 260 \cdot 0,004 \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \\
 & \cdot 181 \cdot 0,004 \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \cdot 104 \cdot 0,004 \cdot \frac{29,324}{3,175} + 2 \cdot 38 \cdot 0,004 \\
 & \cdot \frac{29,324}{3,175} = 352 \text{ Н} \cdot \text{см} = 3,5 \text{ Н} \cdot \text{м}
 \end{aligned}$$

Аналогично определяется дополнительный момент холостого хода и радиальная сила для каждого положения гайки на длине винта.

Расчет дополнительного момента холостого хода для гайки ШВП для схемы с двумя опорами (плавающая - плавающая) определяется по тем же зависимостям, как и для схемы с одной опорой.

Тогда общий дополнительный крутящий момент холостого хода на расстоянии 50 мм от жесткой подшипниковой опоры будет равен:

$$M_{\text{х.х.50}} = 3,5 + 1,4 = 4,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

На рисунке 5.12 представлен график дополнительного момента холостого хода возникающего при передвижении гайки на определенной длине перемещения с одной жесткой опорой.

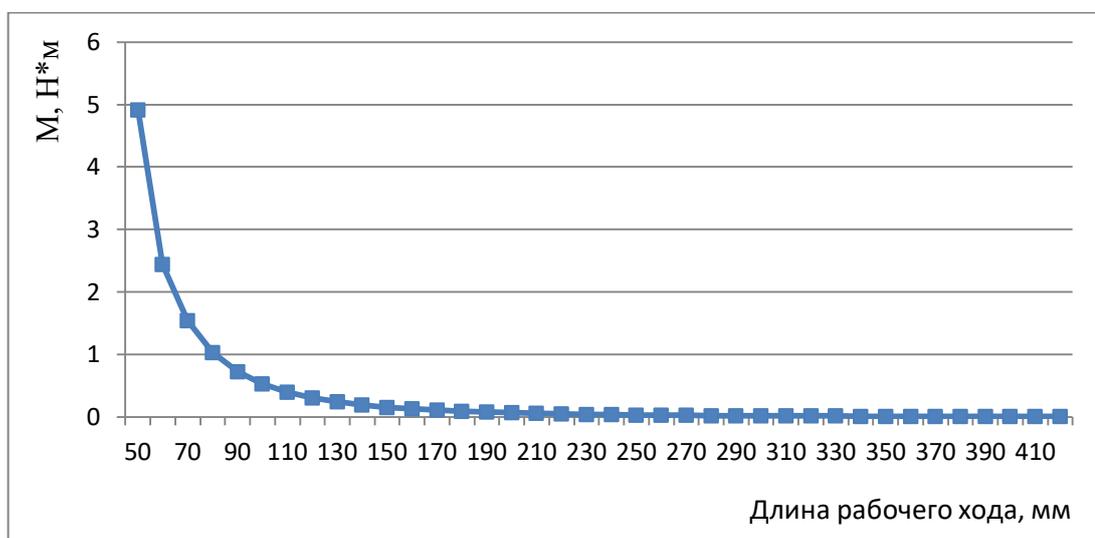


Рисунок 5.12– График дополнительного момента холостого хода возникающий в схеме с одной подшипниковой опорой

Для определения допустимого момента холостого хода необходимо задаться номинальным моментом на двигателе. Принимаем данную величину 4 Н·м. Допустимый момент холостого хода принимают 0,04... 0,2 от мощности номинального момента двигателя [13]. Тогда допустимый момент холостого хода будет в диапазоне 0,16... 0,8 Н·м. В этом случае длина рабочего хода уменьшается, и самая близкая точка от подшипниковой опоры 75 мм. В этом случае длина рабочего хода начинается от 75 мм до 420 мм, что на 10 % меньше чем должно быть.

Альтернативой является назначение допустимого крутящего момента по ОСТ 2 РЗІ-5-89, величина которого составляет 0,18... 0,56 Н·м. При данных значениях длина рабочего хода также уменьшается.

На рисунке 5.13 представлен график дополнительного момента холостого хода возникающего при передвижении гайки на определенной длине перемещения при схеме с двумя подшипниковыми опорами.

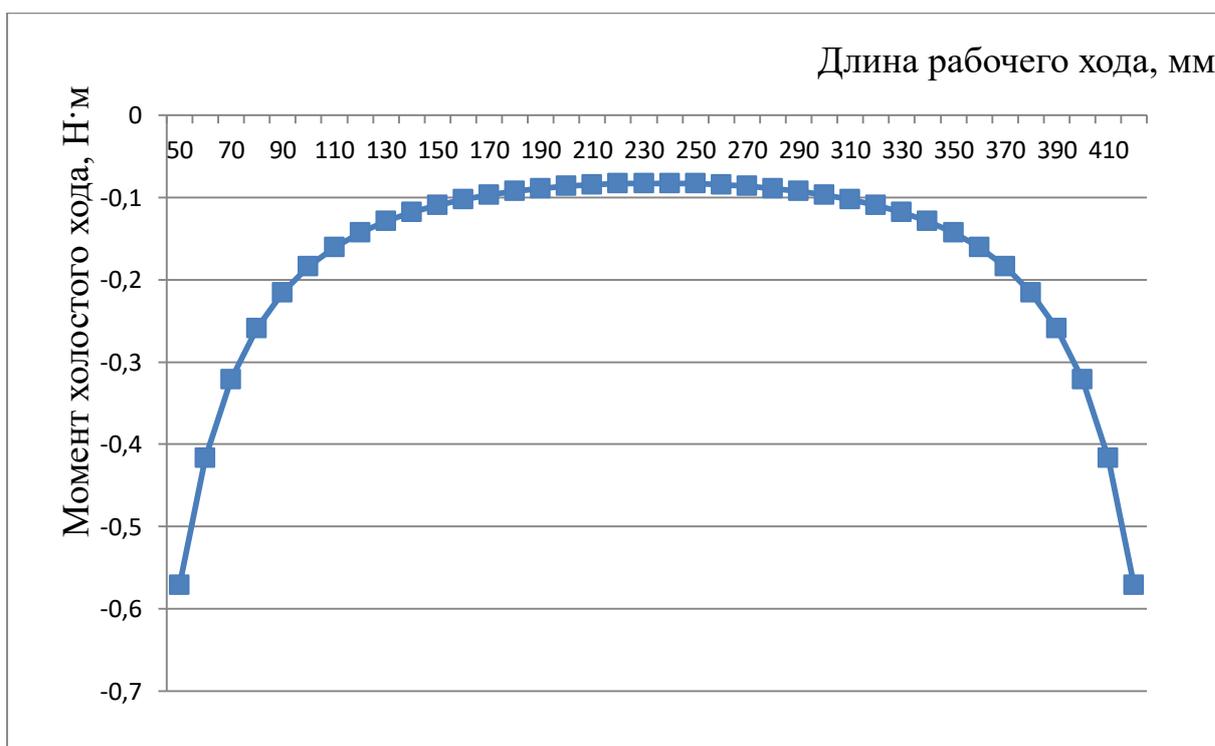


Рисунок 5.13– График дополнительного момента холостого хода возникающий в схеме с двумя подшипниковыми опорами

Для определения допустимого момента холостого хода необходимо задаться номинальным моментом на двигателе. Принимаем данную величину 4 Н·м. Допустимый момент холостого хода принимают 0,04... 0,2 от мощности номинального момента двигателя [13]. В таком случае рабочий ход модуля линейного перемещения при минимальных значениях допустимого момента холостого хода по всей длине рабочего хода, но к приближению к опорам он достигает максимальные значения.

Альтернативой является назначение допустимого крутящего момента по ОСТ 2 РЗІ-5-89, величина которого составляет 0,18... 0,56 Н·м. При данных значениях длина рабочего хода также уменьшается.

5.5 Определение точности перемещения

Рассмотрим случай, когда центр гайки находится в 50 мм и $\omega = 0,13$ мм от подшипниковой опоры. На рисунке 5.14 представлен график линии прогиба по схемам расчёта и зависимостям представленные в главах 2.6.4 и 3.5.

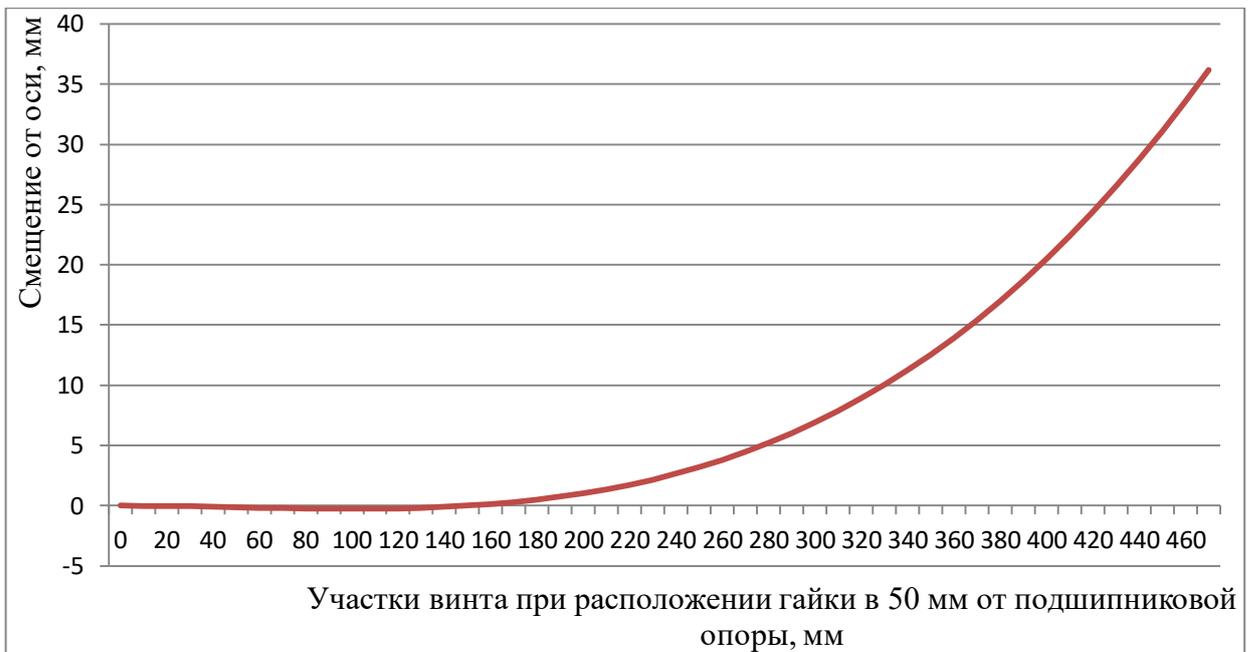


Рисунок 5.14– Линия прогиба винта

После определения средней линии графически была определена погрешность при перемещении на величину в 6 мкм за один оборот винта при шаге 5,5 мм (рисунок 5.15). При изгибе в винте в верхнем положении происходит растягивание, а внизу наоборот сужение, что приводит к погрешности перемещения.

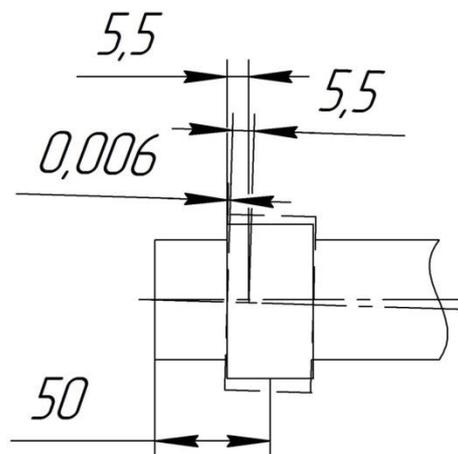


Рисунок 5.15– Линия прогиба винта

Таблица 5.19 - Допускаемые значения показателей V_{300p} и $V_{2пр}$, мм

Показатель	Класс точности					
	П1,Т1	П3,Т3	П5,Т5	П7,Т7	Т9	Т10
V_{300p}	0,006	0,012	0,023	0,052	0,100	0,210
$V_{2пр}$	0,004	0,006	0,008	0,012	-	-

Производители для каждого винта точности назначают допустимую погрешность перемещения на шаг винта (таблица 5.19), для самых точных винтов такая погрешность не допустима, а для менее точных полученная величина в допуске, но при этом необходимо учитывать и другие погрешности. Например, изготовления гайки и самого винта, которые могут также увеличивать погрешность перемещений.

5.6 Рекомендации использования описанных методик при проектировании и изготовлении оборудования из модулей линейных перемещений на практике.

Из модулей линейного перемещения можно изготавливать различное технологическое оборудование. Производители в своих рекомендациях указывают требуемые классы точности для каждого вида оборудования.

В данной работе рассматривался модуль линейного перемещения на базе рельсовых направляющих и ШВП на примере суппортов продольного и поперечного перемещения токарного и фрезерного типов оборудования. Производитель унифицированных модулей HIWIN [32] рекомендует использовать винты ШВП для токарных и фрезерных станков следующих классов точности представленных в таблице 5.20.

Таблица 5.20 – Рекомендованные классы точности для различных областей применения

Область применения	Ось	Класс точности ШВП					
		0	1	2	3	4	5
Токарные станки	X	+	+	+	+	+	
	Z				+	+	+
Фрезерные станки	X		+	+	+	+	+
	Y		+	+	+	+	+
	Z			+	+	+	+

Критерием оценки работоспособности оборудования в описанных методиках является дополнительный момент холостого хода. Производители модульных конструкций не дают рекомендаций по его величине.

Существует рекомендации [13]:

$$M_{кр \text{ х.х.}} \leq (0,04 - 0,20)\% M_{кр. \text{ эд}}$$

Альтернативой можно предложить использование ОСТ 2 РЗІ-5-89 [57], в котором указаны минимальные и максимальные допустимые значения момента холостого хода от типоразмера ШВП, при этом класс точности не регламентируется (таблица 5.21).

Таблица 5.21 – Минимальные и максимальные допустимые значения момента холостого хода ШВП по [57]

Типоразмер ШВП D ₀ , мм	M _{хх} , Н·м	
	min	max
16x2,5	0,05	0,20
25x5	0,08	0,32
25x10	0,11	0,35
32x5	0,18	0,56
32x10	0,22	0,60

Решением также является для обеспечения данных требований увеличение номинального момента двигателя, но при этом изнашивание винта и гайки будет больше.

5.7 Апробация данных методов расчета на рабочем оборудовании

Реализация данных методов была апробирована и внедрена в 2019 - 2020 гг в производственных условиях работы в лаборатории «Волнового деформационного и комбинированного упрочнения в аддитивных и субтрактивных технологиях» и кафедре «Металлорежущие станки и инструменты» (ФГБОУ ВО БГТУ г. Брянск.) при проектировании и изготовлении различных типов специального оборудования: металлообрабатывающего, для ударного волнового упрочнения, для аддитивной, субтрактивной и упрочняющей обработки.

В ходе проекта было изготовлено специальное оборудование (рисунок 5.16), для перемещения исполнительных органов которого использовались модули линейного перемещения на базе ШВП и рельсовых направляющих.

Наиболее характерны приводы, обеспечивающие продольные и поперечные перемещения крестового суппорта. На столе суппорта

предусмотрена установка заменяемых исполнительных органов: револьверной головки, фрезерной головки, стола с пазами для закрепления заготовок при лазерной обработке.

В приводах установки использованы ШВП, со шлифованными винтами и регулируемые гайками.

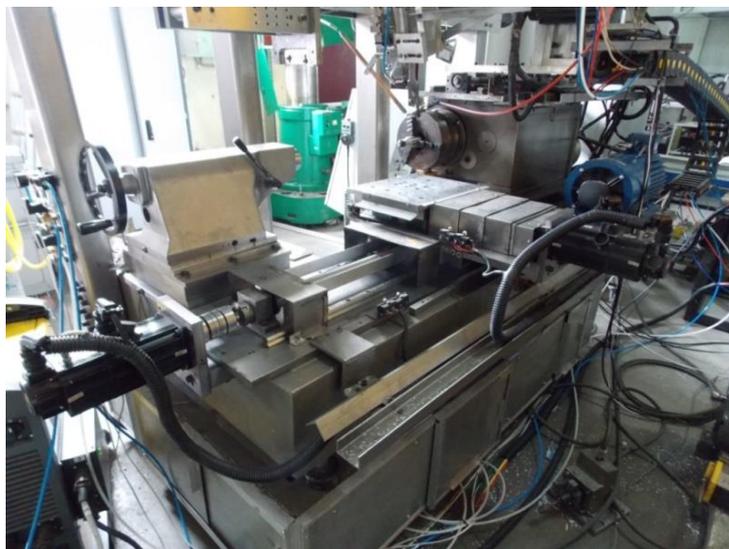


Рисунок 5.16– Продольный и поперечный привод, выполненный по методикам, описанным в данной работе

При проектировании была выбрана схема установки ШВП на жестких подшипниковых опорах (рисунок 5.17) [48]. За прототип данной схемы был взят токарный станок 16К30Ф3.

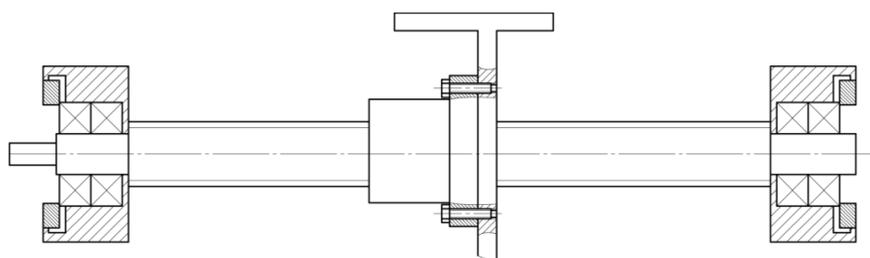


Рисунок 5.17 – Схема установки ШВП

Высота оси винта (и подшипниковых опор), входящая в размерную цепь, была рассчитана методом полной взаимозаменяемости с учетом контактных смещений.

С учетом значительных усилий и большой длины в приводах продольной подачи обе опоры делают жесткими. Для компенсации тепловых нагрузок используют пакеты тарельчатых пружин. Жесткая опора

воспринимает двухстороннюю нагрузку. Она состоит из нескольких подшипников.

Опоры имеют Т-образную форму, на плечиках, которых сделаны посадочные отверстия. Используются два упорных подшипника в комбинации с одним радиальным. Подшипники были выбраны таким образом, чтобы удовлетворяли требованиям статической и динамической нагрузки.

В качестве направляющих используются рельсы HGR30R600H, серии HG взаимозаменяемого исполнения, типоразмера 30, с верхним креплением винтами, длиной 600 мм, класс точности – Н, и каретка HGH30CAZH - взаимозаменяемого исполнения серии HG, прямоугольного типа Н, типоразмера 30, для высокой нагрузки, с креплением каретки винтами сверху, класс натяга - средний (ZA), класс точности - Н.

В качестве электродвигателя, выбран сервопривод 110STB-МО6030. Характеристики электродвигателя представлены в таблице 5.22.

Таблица 5.22 – Технические характеристики привода

Номинальная мощность	1,8 кВт
Номинальный ток	6 А
Максимальный крутящий момент	18 Н/м
Номинальная скорость вращения	3000 об/мин
Вес	6,7 кг

Для передачи вращения от сервопривода на ШВП была спроектирована и изготовлена оригинальная упругая муфта высокой несущей способности и точности.

С учетом большой длины рабочего хода (и винта) обеспечение точности сборки представляло сложную технологическую задачу. Базовая плита для монтажа опор ШВП сначала шлифовалась, затем шабрилась. Гнезда подшипников в опорах растачивались, а затем расшлифовывались. С целью проверки положений диссертации чрезмерных требований по точности расположения осей подшипниковых гнезд двух опор не выставлялось.

В результате при изготовлении разновысотность осей подшипниковых опор составила 0,08 мм.

Сборка привода установки проводилась по методикам, которые описаны в предыдущих главах работы. В ходе испытаний привода на холостом ходу, при подходе к опоре крутящего момента двигателя оказалось недостаточно для преодоления сил трения. Таким образом, дополнительный момент холостого хода (расчетное значение примерно 20 Н*М), возникший при подходе к опоре на расстояние около 35-40 мм превысил возможности электродвигателя (18 Н*М). Т.е. расчетное и фактическое значение крутящего момента совпали с высокой точностью, пригодной для инженерной практики. Таким образом, была подтверждена допустимость использования предложенных зависимостей для оценки дополнительных усилий и крутящих моментов, связанных с погрешностями замыкающего звена размерной цепи.

При обмере расположения рельсовых направляющих было установлено, что макроотклонения базовой плиты передаются на рельс хотя и с некоторым уменьшением.

Кроме прямых измерений смещений стыков, разновысотности были проведены косвенные с использованием возможностей привода и системы ЧПУ. Переходные процессы в начале движения и при остановке сопровождаются колебаниями винта, двигателя. Позиционирование при этом сопровождается крутильными колебаниями. Данное явление в иностранных источниках называют низкочастотным джиттером (фазовое дрожание сигнала данных) (рисунок 5.18) [62,77].



Рисунок 5.18 – Схемы низкочастотного джиттера

Возникновение джиттера чаще всего происходит в нежестких системах, а также при значительных потерях на трение, когда момент страгивания существенно больше момента, необходимого для перемещения исполнительного органа. Дрожание винта будет увеличиваться, если момент холостого хода будет увеличен за счет действия внешних нагрузок. Система ЧПУ и привод позволяют контролировать характер этих колебаний и их параметры. Проведенные эксперименты показали, что данная методика позволяет выявить факт существования погрешностей замыкающего звена размерной цепи и дополнительных потерь на трение. По всей вероятности, возможна и количественная оценка таких погрешностей данным методом. Однако для доказательства такой возможности нужны дополнительные исследования, выходящие за рамки данного исследования.

При расчете момента холостого хода по методике, описанной в главе 2.6.3, было выявлено, что используемый привод может обеспечить рабочий ход длиной порядка 800 мм, при рабочей длине винта 1650 мм (менее 50% теоретически возможной длины).

Для практической эксплуатации установки разновысотность осей подшипниковых опор была уменьшена в ходе слесарных работ (шабрения), что позволило увеличить рабочий ход до требуемых величин.

Данный эксперимент показал, что возможно снижение требований к точности изготовления деталей и узлов привода при уменьшении фактической длины части рабочего хода относительно расчетного.

Выводы к 5 главе

1. Установлено, что пространственно-контактные деформации, рассчитанные по теоретическим зависимостям и полученные экспериментально, отличаются.

2. Установлено, что существующие методы расчета пространственно-контактные деформации плоских стыков имеют погрешности рельс длиной от 125 до 650 мм. В ходе работы для направляющих рельс разной длины были определены уточняющие коэффициенты для существующих зависимостей.

3. Выявлено, что при расчете размерных цепей без учета пространственно-контактные деформации точность оценки уменьшается на 10-15%.

4. Разработанные методы апробированы и внедрены при проектировании и изготовлении специального оборудования, для аддитивной, упрочняющей и субтрактивной обработки в 2019 - 2020 г.г. в производственных условиях работы в лаборатории «Волнового деформационного и комбинированного упрочнения в аддитивных и субтрактивных технологиях» и кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» (ФГБОУ ВО БГТУ г. Брянск.).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Работа содержит комплекс конструкторско-технологических решений, направленных на повышение точности технологического оборудования (модули линейных перемещений) на базе унифицированных модулей.

Получены следующие основные выводы, научные и практические результаты:

1. Проведен анализ номенклатуры изделий, используемых в модулях линейных перемещений (рельсовые направляющие, каретки, детали ШВП, подшипниковые опоры), их типоразмеров, характеристик точности и нагрузочной способности. Установлено, что размеры, параметры микро- и макрогеометрии поверхностей деталей оказывают влияние и должны учитываться при определении пространственно - контактных деформаций.

2. Установлено, что в стыке «базовая плита – рельсовая направляющая» рельс повторяет макроотклонения базовой плиты. Это необходимо учитывать при назначении требований на плоскостность деталей.

3. Определено, что пространственно-контактные деформации в плоских стыках достигают величины, сопоставимой с допуском на размер. При решении размерных цепей для определения размеров и допусков данной величиной нельзя пренебрегать.

4. Сравнение результатов расчетов и экспериментов по исследованию пространственно-контактных деформаций показало, что существующие зависимости могут давать значительную погрешность (в 1,5 ... 4 раза).

5. Разработаны зависимости для определения величин пространственно-контактных деформаций в плоских стыках модуля линейных перемещений для конструкторско-технологического обеспечения точности модуля линейных перемещений для рельсовых направляющих длиной от 125 мм до 650 мм. Также уточнены существующие зависимости по расчету пространственно-контактных деформаций. Определены поправочные коэффициенты для определения этих величин для рельсовых направляющих длиной от 125 мм до 650 мм.

6. Замыкающее звено размерной цепи ω (зазор/натяг) стыка «корпус гайки ШВП – стол» определяет деформации винта ШВП, радиальную силу, дополнительный крутящий момент холостого хода, а также точность позиционирования.

7. Предложены зависимости для расчета допустимого значения допуска замыкающего звена по требуемым силовым и точностным характеристикам.

8. Разработаны и предложены зависимости, алгоритм для инженерных расчетов номинальных значений и допустимых предельных отклонений на них для размеров деталей модулей линейных перемещений, определяющие точность позиционирования, силовые характеристики которые применимы на практике.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аверьянов О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1987.- 232 с.: ил.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф, Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ - М.: Машиностроение, 1993 г. – 640 с.
3. Блинов Д. С. Планетарные роликовинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов/ Под ред. проф. О.А. Ряховского. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 222 с.
4. Бушуев В.В., Кузнецов А.П., Молодцов В.В. Особенности проектирования технологического оборудования на современном этапе развития.// СТИН. 2015. №8. с. 7-12.
5. Васильев А.С., Грязев В.М., Ямников А.С. Функционально связанные сборочные размерные цепи, обеспечивающие нормированный контакт поверхностей./ Сборка в машиностроении, приборостроении. Издательство «Машиностроение», № 5, 2012.- С.36-40.
6. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
7. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. Новосибирск: Физматгиз, 1980. 303с.
8. Грязев В.М. Методика определения площади пятна контакта с учетом погрешностей положения и формы контактирующих поверхностей /Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. №12. Ч.2. С. 132-140.
9. Грязев В.М. Аналитическое определение величины контактного сближения плоских стыковых поверхностей./Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. №8. С. 3-10.
10. Грязев В.М., Ямников А.С. Методические основы решения размерных цепей с нормированным по копоти контактом поверхностей. (Gryazev V.M., Yamnikov A.S. Methodical bases of the solution of dimension chains with norm of soot surface contact)// /European Science and Technology,

Oktober 30th-31st, Publishing office Vela Verlag Waldkraiburg - Munich – Germany 2012. Vol. I. p. 161-168.

11. Грязев В.М., Ямников А.С. Решение размерных цепей с точностью, нормированной по пятну контакта поверхностей / Сборка в машиностроении, приборостроении. Издательство «Машиностроение», № 8, 2013.- С. 22-30.

12. Гиловой Л.Я., Крутов А.В., Молодцов В.В. Анализ влияние модульных направляющих качения на жесткость металлообрабатывающих станков.// СТИН. 2013.№1. с. 5-11.

13. Данилов И.А. Общая электротехника с основами электроники: Учеб пособие/ И.А. Данилов, П.М. Иванов – М.: Высш. Шк., - 2005. 752 с.

14. Дёмкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227с.

15. Дёмкин Н.Б., Ланков А.А. Определение фактической площади касания двух тел при помощи угольных плёнок. М.: - Заводская лаборатория, 1965, № 6. - С. 739-740.

16. Демкин Н.Б., Рыжов, Качество поверхности и контакт деталей машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.

17. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон – М.: Мир, 1989. – 510 с.

18. Егоров О.С., Подураев Ю.В. - Мехатронные модули. Расчет и конструирование – М.:МГТУ «СТАНКИН». 2004.-360с.

19. Ермолаев М.М., Иванов А.С. Влияние волнистости шероховатых поверхностей на их контактную жесткость // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 13. С. 8–16.

20. Ефремова И.А., Павлюков А.Э. Исследование изменения нагрузки на ролики в подшипнике железнодорожного вагона с использованием численных методов// Новые материалы и технологии в машиностроении. 2004.№3. С.27-31.

21. Зубенко В.Л., Емельянов Н.В. Исследование жесткости привода подачи станка с ЧПУ с учетом сил трения// Известия самарского научного центра российской академии наук. 2016.№18. стр.267-272.
22. Иванов А. С. Контактная жесткость неподвижных соединений деталей машин, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2006
23. Иванов А.С. Обоснование предлагаемых расчетов на контактную жесткость при конструировании машин // Механика и физика фрикционного контакта и граничных слоев: Межвуз. сб. науч. Трудов /Под ред.Н.Б. Демкина. - Тверь: ТГТУ, 2005. - С. 8 - 14.
24. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Касательная податливость шероховатого слоя // в кн.: Современные проблемы механики. Тезисы докладов международной конференции, посвященной 100 - летию Л.А. Галина. М.: ИПМех РАН, 2012.С. 37.
25. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Руднев С.К. Метод расчета соединения с натягом в общем случае нагружения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2015. – вып 1. –С. 75-83.
26. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учеб. для машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 2006. 408 с.
27. Изнаиров Б.М., Изнаиров О.Б., Васин А.Н. Повышение грузоподъемности шариковых винтовых передач путем совершенствования технологического процесса их сборки// СТИН. 2010. №10. с. 12-14.
28. Измайлов, В.В. Нормальная и касательная жесткости плоского стыка шероховатых поверхностей / В. В. Измайлов, Д. А. Левыкин // Межвузовский сб.научн. трудов «Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования», Тверь, ТГТУ. - 2012. - № 5. - С. 4-11
29. Казанкин В.А. Разработка методики расчета прочности неподвижных соединений с учетом контактной жесткости сопрягаемых

деталей близкой твердости / Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2015

30. Каталог компании «AKETON» по производству ШВП, с.5 (Япония)

31. Каталог компании «HIWIN» по производству линейных направляющих, с.147 (Тайвань)

32. Каталог компании «HIWIN» по производству ШВП, с.122 (Тайвань)

33. Каталог компании «IKO» по производству линейных направляющих, с.746 (Япония)

34. Каталог компании «INA» руководство по монтажу и обследованию, с.24 (Япония)

35. Каталог компании «KSK» по производству ШВП, с.48 (Чехия)

36. Каталог компании «NB» по производству линейных направляющих, с.82 (Япония)

37. Каталог компании «NSK» по производству линейных направляющих, с.28 (Япония)

38. Каталог компании «PMI» по производству линейных направляющих, с.236 (Тайвань)

39. Каталог компании «Rexroth Bosh group» по производству линейных направляющих, с.224 (Германия)

40. Каталог компании «Rollon» по производству линейных направляющих, с.19 (Италия)

41. Каталог компании «SBC» по производству линейных направляющих и ШВП, с.28 (Южная Корея);

42. Каталог компании «SKF» по производству линейных направляющих, с.28 (Швеция)

43. Каталог компании «SNR» по производству линейных направляющих, с.106 (Франция)

44. Каталог компании «ТНК» по производству линейных направляющих, с.666 (Япония)
45. Каталог компании «ТНК» по производству ШВП, с.484
46. Каталог компании «ИнМаш» по производству ШВП, с.28 (Россия)
47. Качество машин. Справочник в 2-х т. / Под общ. ред. А.Г. Сулова. - М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
48. Кочергин, А. И. Проектирование привода подачи станка с ЧПУ : учебно - методическое пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / А. И. Кочергин, Т. В. Василенко. – Минск : БНТУ, 2014. – 73 с.
49. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968, 480 с.
50. Кроль О.С., Кадаффи М.С., Бойчук Д.А., Дерябин И.А. Исследование и моделирование передачи винт-гайка качения обрабатывающего центра в arm winmachine/ Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля № 7 (237) 2017.
51. Крутов А.В., Молодцов В.В. Моделирование и расчет направляющих качения модульного типа.// СТИН. 2010. №12. с. 5-11.
52. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жёсткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264с.
53. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». М.: Машиностроение, 2004. 440 с
54. Лурье А.М. Рельсовые направляющие качения. Характеристики продукции разных производителей. Рекомендации по применению/ Обзорное исследование подготовлено к выпуску при участии ОАО «ЭНИМС» и ЗАО «Сервотехника» 2006 г.

55. Марьина Н.Л. Численное решение по методу конечных элементов контактных задач теории упругости.// СТИН. 2014. №10. с.2 – 6.
56. МР 32-82. Цепи размерные: Расчёт допусков с учётом условий контакта сопряжённых деталей /И.А. Коганов, А.П. Никифоров, В.Л. Балашов, и др. М.: ВНИИНМАШ, 1982.-61с.
57. ОСТ 2 РЗІ-5-89 Станки металлорежущие. Шариковые винтовые передачи. Технические условия
58. Писаренко Г.С., Справочник по сопротивлению материалов, Киев, Наукова думка,1988г.,736 стр.
59. Погонин А.А., Чепчуров М.С., Хартасенко А.В. О модульности и мобильности нестационарных станочных модулей/ Горный информационно – аналитический бюллетень, 2004- №3 – с. 83 – 85.
60. Польский Е.А., Никонов О.А, Митраков Н.С. Звягинцев Ф.Д. Технологическое обеспечение точности наукоемких сборочных узлов на этапах жизненного цикла.// Известия ТулГУ. Технические науки. 2017. №8. с. 328-334
61. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков, т.1 М., «Машиностроение», 1972, с. 664.
62. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986 -336 с.
63. Руководство пользователя сервоприводом АС серии KBS/MG – с. 315.
64. Рыжов Э.В., Суслов А.Г., Фёдоров В.П. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. М.: Машиностроение 1979. с. 176.
65. Рыжов, Э.В. Контактная жесткость деталей машин/Э.В. Рыжов. – М.:Машиностроение, 1966. – 195 с.
66. Сирицын А.И., Башкиров В.Н., Широких Э.В. Повышение точности размерных и кинематических цепей в машиностроении. Учебное пособие. – Коломна: Коломенский институт (филиал) Московского

государственного машиностроительного университета (МАМИ), 2014. – 280 с.

67. Соколовский А.П. Научные основы технологии машиностроения. М.-: Машгиз, 1955. 515с

68. Стародубов В.С. Модульный принцип построения металлорежущих станков с числовым программным управлением. / Журнал «Известия высших учебных заведений» 2013 г №1 с 68-74.

69. А.Г. Суслов, В.П. Федоров, О.А. Горленко, А.О. Горленко, А.Н. Прокофьев, А.В. Тотай, О.Н. Федонин Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей машин и их соединений Под общей редакцией А.Г. Суслова Москва «Машиностроение» 2004 г.

70. Суслов А.Г. Инженерия поверхности деталей/ коллектив авт.; под ред. А.Г. Суслова. - М.: Машиностроение. 2008. 320 с.

71. Суслов А.Г., Браун Э.Д., Виткевич Н.А, Гусев А.А. Качество машин: справочник: в 2 т. - М. : Машиностроение, 1995. Т.1 - 256 с.

72. Суслов А.Г., Федонин О.Н. Польский Е.А. Научно-техническая технология повышения качества сборочных единиц на этапах жизненного цикла // Научно-технические технологии в машиностроении. 2016. №5 с. 34-42

73. Тарасенко В.С. Методы и аппаратура для определения фактической площади контакта. ГОСИНТИ, 1961

74. Терехин Н.А., Ямников А.С., Грязев В.М. Сравнительные характеристики поверхностной жесткости деталей/Известия ТулГУ. Технические науки. 2011. №6. Ч.2. С. 168-173.

75. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.

76. Федоров В.А., Логутенкова Е.В., Кабанов А.В., Сидоров В.Б. Требования к направляющим элементам в машиностроении/ Научный альманах, 2016 - №8 – с. 250 – 253.

77. Федуков А.Г., Хандожко А.В., Польский А.Н., Щербаков А.Н. Обеспечение точности станочных узлов на базе унифицированных модулей с

учетом контактной жесткости стыков// Вестник «Брянского государственного технического университета». Машиностроение машиноведение. 2019. №3. С. 51 -59.

78. Федуков А.Г., Хандожоко А.В. Влияние контактной жесткости на точность шариковинтовой пары привода на базе унифицированных модулей// Вестник «Воронежского государственного технического университета», 2020. Т.16. №1. С. 149-157.

79. Федуков А.Г. Конструкторско-технологическое обеспечение качества линейных координат станочного оборудования на базе шариковинтовой пары и направляющих качения// Научные технологии в машиностроении. 2020. №10 (122). С. 16-21.

80. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. Лит. 1986. -512 с.

81. Черпаков Б.И., Аверьянов О.И., Адоян Г.А. Машиностроение. Энциклопедия /– М.: Машиностроение, 1999. — Т.1V – 7. – 863 с.

82. Шапиро Д.М. Сборник задач по сопротивлению материалов. Изд. 3-е. переработ. М., «Высшая школа», 1970. – 335 с.

83. Chen, Y., Tang, W. Dynamic contact stiffness analysis of a double-nut ball screw based on a quasi-static method. J. Mech. Mach. Theory 73. 2014. p 76–90.

84. Chin Chung Wei, Jen Fin Lin, Jeng-Haur Horng Analysis of a ball screw with a preload and lubrication/ Tribology International, 2009, №42, vol. 1816–1831.

85. Chin Chung Wei, Ruei-Syuan Lai Kinematical analyses and transmission efficiency of a preloaded ball screw operating at high rotational speeds/Mechanism and Machine Theory, 2011, № 46 vol 880–898

86. Ervin Kamenar Ultra-high precision positioning via a mechatronics approach /doctoral thesis/ Supervisor: Prof. D. Sc. Saša Zelenika; Rijeka, 2016.

87. Hiwin Technologies Company. Hiwin ballscrews technical information. Taiwan: Hiwin Company; 2000.

88. Johnson, K.L. Contact Mechanics/ Cambridge University Press, 1985.
89. Jun Liu, Hutian Feng , Changguang Zhou Static load distribution and axial static contact stiffness of a preloaded double-nut ball screw considering geometric errors/ Mechanism and Machine Theory, 2022, №167.
90. Mechanism and Machine Theory 1989-2022
91. Mei X.S., Tsutsumi M., Tao T., et al., Study on the load distribution of ball screws with errors/ Mech. Mach. Theory/ 2003, №38, vol. 1257–1269.
92. Neng Tung Liao, Jen Fin Lin Ball bearing skidding under radial and axial loads/ Mechanism and Machine Theory, 2002, №37 vol. 91-113.
93. Nowicki B. , Cichowicz M. Control of contact stiffness in machine parts/ International Journal of Machine Tools and Manufacture/ 1989, Volume 29, Issue 4, 1989, pp. 589-600
94. Fedukov A.G., Khandozko A.V. «Technological Quality Assurance of Assembling Machine Components Based on Modular Elements, Taking into Account the Contact Stiffness of the Joints» International Conference on Aviaemechanical Engineering and Transport (AviaENT 2019). volume 188. p. 109-116.
95. Fuhua Li, Yao Jiang, Tiemin Li, Yunsong Du An improved dynamic model of preloaded ball screw drives considering torque transmission and its application to frequency analysis/ Advances in Mechanical Engineering, 2017, Vol. 9(7) 1–11.

Приложение А. АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ



121596, г. Москва, вн. тер. г. муниципальный округ
Можайский, ул. Толбухина, д. 10, корп. 2, пом. 1, комн. 11
Т/ф: +7 (4832) 58-19-66, +7 (495) 150-14-50
e-mail: gkmp@gkmp32.com
www.gkmp32.com

Исх. № _____ от _____

На Ваш исх. № _____ от _____

«УТВЕРЖДАЮ»

Генеральный директор

ООО НПО «ГКМП»

Инютин Н.В.



М.П.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы А.Г. Федукова на тему:
«ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ МОДУЛЕЙ ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
УЧЕТОМ ПРОСТРАНСТВЕННО-КОНТАКТНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ»

ООО «НПО «Группа Компаний Машиностроения и Приборостроения» (ООО «НПО «ГКМП») является ведущим отечественным разработчиком и производителем специализированного промышленного оборудования, высокотемпературных газонаполненных и вакуумных электропечей, технологических линий для термообработки сложных и крупногабаритных изделий, установок вакуумного напыления, термической диффузии, установок для роста монокристаллов, термобарокамер, вакуумных камер, вакуумных затворов и прочего высокотехнологического оборудования. Предприятие выполняет работы в рамках ряда комплексных программ и проектов: «Термоядерные и плазменные технологии», ИТЭР (ITER, International Thermonuclear Experimental Reactor), «Прорыв» и др. Партнерами и заказчиками

Общество с ограниченной ответственностью
«НПО «Группа компаний машиностроения и приборостроения»
Сертификат СМК ГОСТ Р ИСО 9001-2015
ИНН: 3250517421 КПП: 773101001
Р/С: 40702810708000006655 Отделение №8605 Сбербанка России г.Брянск
К/С: 3010181040000000601 БИК: 041501601



предприятия являются: Госкорпорация «Росатом», НИЦ «Курчатовский институт», АО «ИСС» им. М. Ф. Решетнёва» и др.

Результаты диссертационной работы А.Г. Федукова использованы при проектировании узлов и деталей специальной установки, создаваемой в интересах Росатома, при выполнении х/д НИиОКТР № 1638 с ООО НПО «ГКМП». Рекомендации, предложения на базе результатов диссертации А.Г. Федукова приняты к внедрению при проектировании и изготовлении уникального высокотехнологичного оборудования. Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов диссертационного исследования составил свыше 1,5 млн. рублей.

Заместитель генерального директора
по развитию, к.т.н.



Г.И. Добровольский

Главный конструктор



А.Е. Борисов





Ректор ФГБОУ ВО «БГТУ»

О.Н. Федонин

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы А.Г. Федукова на тему:
«ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ МОДУЛЕЙ ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
УЧЕТОМ ПРОСТРАНСТВЕННО-КОНТАКТНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ»

Результаты диссертационной работы А.Г. Федукова использованы при выполнении НИиОКТР со следующими заказчиками:

- Фонд перспективных исследований (ФПИ), проект «Таймень», сроки выполнения 2016-2020 г.г., объем 135 364,9 тыс. руб;
- ПАО «Татнефть», х/д НИР №0335/22/44, сроки выполнения 2021-2022 г., объем – 2 000 тыс. руб.
- ОАО «Совтест», х/д №69/22-ДЗ, сроки выполнения 2022 г. по настоящее время, объем 1 152 тыс. руб.

Результаты диссертационной работы А.Г. Федукова используются в учебном процессе подготовки бакалавров, специалистов и магистров кафедрами «Металлорежущие станки и инструменты», «Технология машиностроения» при изучении дисциплин «Аддитивное производство замкнутого цикла», «Технологическое оборудование и оснастка для производства заготовок», «Оборудование аддитивных технологий», «Расчет и конструирование автоматизированного технологического оборудования».

Результаты диссертационного исследования использованы при изготовлении опытно-промышленного образца установки для реализации аддитивно-субтрактивно-упрочняющей технологии при выполнении НИР и ОКТР, а также стенда для выполнения лабораторных работ учебного процесса студентов и аспирантов.

Проректор по перспективному
развитию, научный руководитель
ЛУТ, д.т.н., профессор
Заведующий каф. «Металлорежущие
станки и инструменты», к.т.н.
Заведующий каф. «Технология
машиностроения, к.т.н., доцент

А.В. Киричек

А.Н. Щербаков

Е.А. Польский

Приложение Б. ПАТЕНТ, ПОЛУЧЕННЫЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ
ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2792593

Способ расчета снижения радиальной осевой силы в
устройстве линейных перемещений на базе шарико-
винтовой пары (ШВП)

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Брянский государственный технический университет"*
(RU)

Автор(ы): *Федуков Александр Григорьевич (RU)*

Заявка № 2021126347

Приоритет изобретения 07 сентября 2021 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации 22 марта 2023 г.

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает 07 сентября 2041 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

