

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования «Алтайский государственный
технический университет имени И.И. Ползунова»**

На правах рукописи

ФЕРОПОНТОВ ВИКТОР АНАТОЛЬЕВИЧ

**УЧЕТ КОНТАКТНОЙ ПОДАТЛИВОСТИ В ПРЕЦИЗИОННЫХ
КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ
РАБОТОСПОСОБНОСТИ**

**Специальность 05.02.02 – машиноведение, системы приводов
и деталей машин**

**Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Н.В.Перфильева**

Барнаул - 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ КОНТАКТНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ.....	10
ГЛАВА 2 МОДЕЛИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕЛ В СОСТОЯНИИ ТРЕНИЯ ПОКОЯ.....	25
2.1 Модели упругих сближений при статическом нагружении в диссипативном контакте.....	27
2.2 Сближение в упругом диссипативном контакте при динамическом нагружении	32
2.3 Модели упругих касательных перемещений при статическом нагружении в упругом диссипативном контакте.....	36
2.4 Модели упругих касательных перемещений при динамическом нагружении в диссипативном контакте.....	43
ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННО АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКИ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТА СОПРЯЖЕНИЙ ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	54
3.1 Основные характеристики прецизионных конусных соединений	54
3.2 Инженерная методика расчета на прочность прецизионных конусных соединений	58
3.3 Инженерный расчет несущей способности прецизионных конусных соединений	60
3.4 Контактные перемещения и податливость шероховатого слоя в прецизионных конусных соединениях в пределах трения покоя в статических условиях	62

3.5	Динамические контактные перемещения и податливость шероховатого слоя в прецизионных конусных соединениях в условиях трения покоя	
3.6	Амплитудно - частотные характеристики механического контакта сопряжений прецизионных конусных соединений	64
3.7	Контактная податливость прецизионных конусных соединений	68
3.8	Сравнение инженерного расчета прецизионного конусного соединения и расчета с учетом контактной податливости	71
	ГЛАВА 4 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ . .	74
	ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОНТАКТА ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ПРЕДЕЛАХ ТРЕНИЯ ПОКОЯ.	78
5.1	Методы определения перемещений с помощью голографической интерферометрии	89
5.2	Материалы и образцы для экспериментальных исследований контактных колебаний прецизионных конусных соединений	89
5.3	Практическое применение уточненного метода расчета статической и динамической контактной податливости прецизионных конусных соединений	94
	ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ	102
	ЛИТЕРАТУРА	105
	ПРИЛОЖЕНИЯ	128

ВВЕДЕНИЕ

В конструкциях современных машин и механизмов широко распространены различные сопряжения деталей. Выход из строя соединений деталей приводит к отказу машин и простою оборудования, что влечет за собой экономические потери.

Одной из причин повреждения деталей машин является не их поломка, а износ сопряжений под влиянием сил трения покоя. При трении происходят коренные изменения приповерхностного объема материала соприкасающихся деталей. Точность, виброустойчивость, долговечность, производительность, надежность деталей и механизмов машин определяются статической и динамической контактной жесткостью. Контактные деформации, возникающие в соединениях деталей машин, весьма значительны и в большинстве случаев превалируют над деформациями самих деталей. [79]

Так, пренебрежение при конструировании деталей и механизмов машин контактной жесткостью в цилиндрическом соединении с натягом ведет к ошибке определения давления в сопряжении до 10 — 20% при большом и до 40% при малом натягах. Ошибка при расчете необходимого усилия затяжки винта в расчете резьбового соединения может достигать 50%, а в прецизионном машиностроении погрешность в расчетах без учета контактных деформаций может достигать 70% [53-62]. Все перечисленные факты указывают на актуальность данной проблемы.

Контактные перемещения составляют в среднем до 80% от общих перемещений. В точном приборостроении и прецизионном машиностроении контактные деформации определяют долговечность эксплуатации механизма, поэтому исследование деформаций в контакте для данных областей особенно актуальны [138,139].

Хотя исследования по контактной жесткости начали проводиться с начала XX века, результаты этих исследований до последнего времени учитывались при конструировании лишь в малой степени. Формулы для расчета кон-

тактной жесткости были очень сложны и включали в себя большое число эмпирических параметров, которые не всегда были известны конструктору на стадии проектирования. Несмотря на то, что по изучению контактной жесткости был накоплен большой экспериментальный материал и получены эмпирические зависимости, точных методик расчета не существовало.

Практика показывает, что надежные и долговечные машины и механизмы могут быть созданы только при решении теоретических и прикладных задач в области трения покоя. Важно, чтобы эти решения носили конкретные рекомендации для инженерной практики.

Объектом исследования является прецизионное конусное соединение трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления при статическом и динамическом нагружении.

Данное соединение является очень ответственным, которое работает в условиях значительных перепадов давления в системе. Выход из строя данного соединения ведет к нарушению герметичности и как следствие потери работоспособности топливного насоса высокого давления.

Необходимо строго контролировать усилие затяжки. При недостаточной затяжке снижается несущая способность соединения, при избыточной — могут появиться опасные для прочности напряжения в контактирующих деталях.

При повторных затяжках положение детали меняется в результате происходящего в эксплуатации смятия посадочных поверхностей, что приводит к выходу из строя сопряжения.

Учет предварительного смещения в решениях многих практических задач становится все более актуальным. Углубленное изучение предварительного смещения дает возможность расширить представление о природе трения покоя. В большинстве случаев, проблемы возникающие при работе машин и оборудования, связаны с перемещениями в контакте.

Поэтому дальнейшее исследование вопросов предварительного смещения в сопряжениях деталей машин и оборудования является актуальным.

Цель работы заключается в повышении надежности прецизионных конусных соединений на примере трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления при статическом и динамическом нагружении.

Предлагаемый уточненный метод расчета позволит учитывать контактную податливость при конструировании прецизионных конусных соединений. В свою очередь это приведет к увеличению надежности данного соединения и повышению работоспособности. Представляемый метод может быть рекомендован как неразрушаемый способ контроля прочности прецизионных конусных соединений.

Задачи исследования.

1. На основе физико-математической модели для определения характеристик нормального и тангенциального контакта разработать численно-аналитический метод определения статических и динамических характеристик контакта прецизионных конусных соединений при различных видах нагружения.

2. Разработать методику расчета диаметрального и осевого натягов прецизионных конусных соединений с учетом физико-механических и микрогеометрических параметров шероховатости контактирующих поверхностей.

3. Получить амплитудно-частотные характеристики механического контакта прецизионных конусных соединений при различных условиях контактирования.

4. Разработать уточненный инженерный метод расчета на примере соединения трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления.

5. Разработать прикладную программу для уточненного расчета статических и динамических характеристик упругого механического контакта при конструировании прецизионных конусных соединений.

6. Провести экспериментальные исследования контактных взаимодействий соединения трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления.

7. Разработать рекомендации по изменению параметров соединения трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления.

Научная новизна.

1. Уточнена физико-математическая модель динамического контактного взаимодействия в условиях трения покоя для расчета осевого натяга в прецизионном конусном соединении на примере трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления с учетом перемещений в контакте.

2. Определены закономерности изменения контактной податливости в нормальном и касательном направлениях, диаметрального и осевого натягов в сопряжениях прецизионных конусных соединений на примере трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления при статическом и динамическом нагружении и различных физико-механических и микрогеометрических параметрах контактирования.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Уточненная физико-математическая модель позволяет использовать ее для расчета широкого класса прецизионных конусных соединений с учетом осевого натяга и перемещений в контакте.

2. Полученные закономерности изменения контактной податливости позволяют оценить на этапе проектирования соединения статические и динамические нагрузки при различных физико-механических и микрогеометрических параметрах контактирования.

3. Разработанный численно-аналитический метод расчета прецизионных конусных соединений является уточненным инженерным методом для расчета осевого и диаметрального натягов прецизионных конусных соединений, позволяющим учитывать при конструировании и расчете контактную податливость сопрягаемых деталей.

Методология и методы исследования.

Объект исследования. Процессы, происходящие в прецизионном конусном соединении.

Предмет исследования. Закономерности, связывающие изменения контактной податливости со статическими и динамическими нагрузками при различных физико-механических и микрогеометрических параметрах контактирования.

Методы исследований. В работе использовались теоретические и экспериментальные исследования. Методы механики контактного взаимодействия и классической теории упругости легли в основу теоретических исследований. Применялось решение нелинейных дифференциальных уравнений движения контактирующих тел, полученных путем разложения в степенные ряды с исследованием сходимости устойчивости решения. Для экспериментальных исследований применялись методы голографической интерферометрии. Применение голографических принципов обработки информации позволяет создавать эффективные измерительные системы с точностью до 10^{-9} м.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Уточненная физико-математическая модель динамического контактного взаимодействия в условиях трения покоя для расчета осевого натяга в прецизионном конусном соединении с учетом перемещений в контакте.

2. Закономерности изменения контактной податливости в нормальном и касательном направлениях, диаметрального и осевого натягов в сопряжениях прецизионных конусных соединений при статическом и динамическом нагружении и различных физико-механических и микрогеометрических параметрах контактирования.

3. Уточненный численно-аналитический инженерный метод расчета прецизионных конусных соединений, учитывающий контактную податливость сопрягаемых деталей.

4. Результаты экспериментальных исследований.

5. Результаты расчета разработанной конструкции прецизионного конусного соединения трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления

6. Рекомендации по проектированию прецизионных конусных соединений для соединения трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 научных работ, включая 6 статей в научных сборниках и журналах, рекомендованных ВАК РФ, 1 свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, изложена на 139 страницах машинописного текста, включая 47 иллюстраций, 2 таблицы, и библиографический список, содержащий 220 наименований.

ГЛАВА 1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ КОНТАКТНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Эволюция теории предварительного смещения началась с формулировки понятия трения покоя и трения скольжения. Состоянию трение покоя соответствует сила, препятствующая твердому телу придать движение. В 1779 г. Кулон установил, что сила трения покоя зависит от того, с какой силой прижимаются друг к другу соприкасающиеся предметы. Трение скольжения – это состояние, возникающее при поступательном перемещении одного тела относительно другого. И только лишь два века спустя А.В. Верховский дал определение предварительному смещению. Предварительное смещение – это относительное микросмещение двух твердых тел при трении в пределах перехода от состояния покоя к относительному движению[22].

Первые примитивные объяснения природы сил трения строились на основе явления подъема по неровностям их поверхностей. При этом коэффициент трения численно равен тангенсу угла наклона единичной поверхности [79].

В 1737 г. Белидор высказал предположение о модели поверхности твердого тела. Трение он объяснял подъемом сферического выступа из углубления, образованного тремя сферическими выступами контртела [80].

В 1724 г. Деагюлье рассматривая взаимодействие твердых тел, предположил, что возникающие между ними силы молекулярного притяжения могут объяснить явление трения. Эта идея получила свое подтверждение в работах ученых Виллиама Гарди (1919), Томлинсона (1929) и Б.В. Дерягина (1934) [79,217].

Дж. Лесли (1804) выдвинул гипотезу, что неровности образуют в зонах соприкосновения перед собой «валики», которые перемещаются при относительном сдвиге тел [79].

Л.Лекарню в 1875 предположил, что перед макросмещением есть микросдвиг тел, пропорциональный приложенной силе [204].

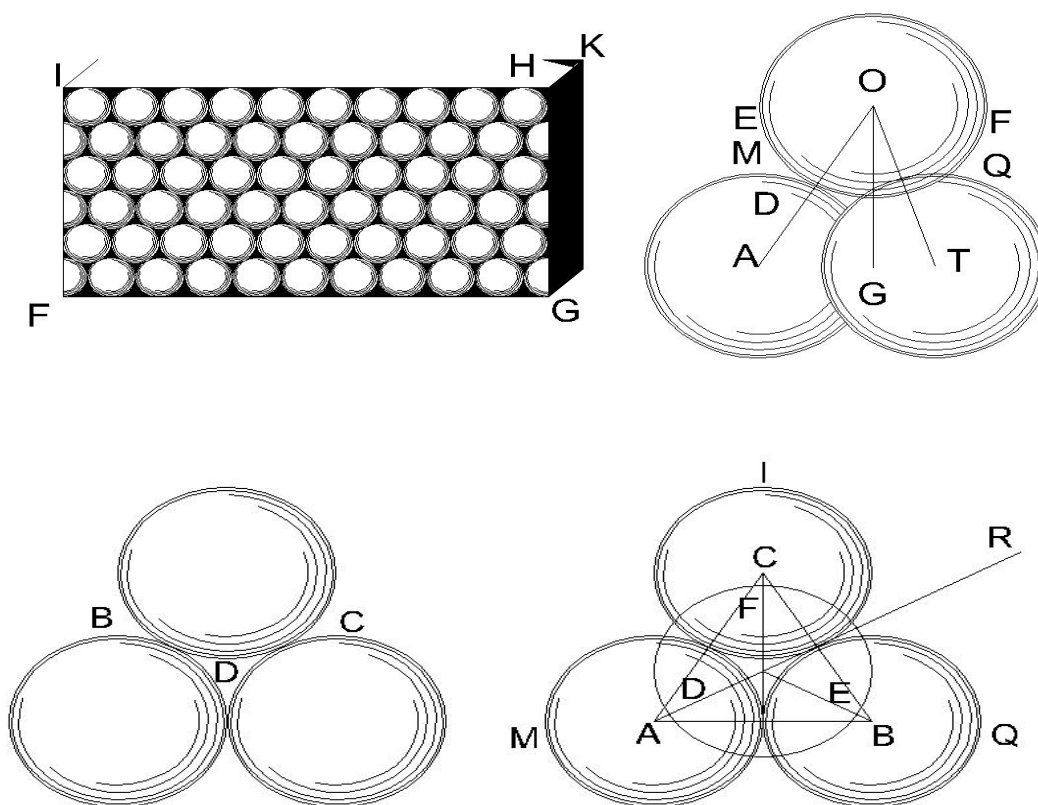


Рисунок 1.1-Поверхность твердого тела по Белидору

В 1926 г. А.В. Верховский [22] провел теоретические и экспериментальные исследования явления предварительного смещения при трогании с места. На основе экспериментов были сделаны следующие выводы: величина тангенциального сдвига перед скольжением изменяется в зависимости от сдвигающего усилия по нелинейному закону; смещение состоит из обратимой части, полностью исчезающей при устранении сдвигающей силы, и необратимой. Ученым впервые было введено понятие фактической площади контакта. Также им было доказано, что прямая пропорциональность между сдвигающей силой и смещением существует лишь в начальной стадии процесса. При приближении к предельному значению смещения связь между этими величинами становится нелинейной, и смещения начинают расти быстрее сдвигающей силы.

Параллельно с работами А.В. Верховского, Г. Томлинсон [217] провел

исследования предварительного смещения по затухающим колебаниям легкого маятника, опирающегося на гладкую поверхность. Быстрое затухание в начале соответствовало наличию скольжений в контакте. При низких амплитудах затухание резко замедлялось, что отвечало упругим предварительным смещениям.

И.Р. Коняхин [68,69] продолжил научную работу А.В. Верховского. В своих исследованиях. Автор использовал стержневую модель, принимая при этом силы трения отдельных стержней различными в зависимости от соответствующих сжимающих усилий. Исследователем было доказано, что при смещении до начала скольжения протекают процессы как и при обычном деформировании материалов. Им впервые было обнаружено явление второго возврата. Результаты работы позволили разделить упругие смещения от пластических.

Контакт между сферическими образцами из иридия и свинца со стеклом рассмотрели Р.Паркер и Д.Хетч [212]. Ими было обнаружено, что малейшая тангенциальная сила вызывает смещение, что ведет к увеличению площади контакта. В некоторых случаях увеличение достигает до 3 раз.

Рассмотрев предварительное смещение еденичного индентора по полированной плоской поверхности Е. Эйсер и И. Коуртней – Пратт [192] показали, что даже при наличии существенно необратимых деформаций контакт может вести себя как упругая связь. Ими также было установлено, что смещение является величиной на несколько порядков меньше диаметра зоны контакта. При резком увеличении тангенциальной силы рост смещения еще некоторое время продолжается с затухающей скоростью.

В 1939 г. И.В. Крагельский [77] предложил теорию, согласно которой внешнее трение имеет двойственную природу и обусловлено как преодолением сил молекулярного взаимодействия между поверхностями, так и преодолением механического сопротивления, связанного с формоизменением шероховатого слоя. Им было предложено использовать для расчета характеристик контакта модели неровностей в виде стержней и сферических сегментов.

Развивая теорию двойственности природы силы трения, И.В. Крагельский совместно Н.М. Михиным [80] исследовали контакт твердых шероховатых поверхностей, при этом шероховатости моделировались сферическими выступами одинакового радиуса, распределенными по высоте согласно кривой опорной поверхности. И.В. Крагельский и Н.М. Михин создали первую теоретическую модель предварительного смещения пластического контакта.

Ф.Боуден и Д. Тейбор в 1943 также высказали идею о двойственной природе трения [185,216]. В основе молекулярно — механической теории сухого граничного трения лежит учет дискретности контакта двух твердых тел, обусловленный шероховатостью и волнистостью поверхностей контакта, которая имеет место на любых твердых поверхностях. Внешнее трение осуществляется на отдельных пятнах контакта размером 0,1 — 30 мкм. Пятна контакта возникают в результате деформаций неровностей.

Первым задачу о сдвиге сжатых упругих сфер касательной силой в направлении главных осей площадки контакта была решена К. Катанео [189]. Р. Миндлин и А.И. Лурье [94] продолжили эти исследования. В дальнейшем решение Р. Миндлина [210] стало основой для многих разработок в области предварительного смещения, в том числе оно использовалось и в данной работе.

Основоположником исследований нормальной контактной жесткости является Г. Герц [198]. С помощью теории потенциала он решил задачу контакта двух тел, касающихся первоначально в точке или по линии.

Исследуя сближения в контакте двух шероховатых поверхностей, Н.Б. Демкин предложил метод эквивалентной кривой распределения [35]. Суть метода в том, что определяются характеристики некоторой шероховатой поверхности, эквивалентной вступающим в контакт. Эквивалентная поверхность имеет такое распределение материала по высоте шероховатого слоя, что зависимость площади сечения выступов от сближения выражается таким же законом, как и для контакта двух шероховатых поверхностей. Проведенные исследования показали, что значение параметра степенной

аппроксимации кривой опорной поверхности уменьшается на единицу при переходе от стержневой к сферической модели неровностей.

Автор также рассмотрел модели многоуровневого фрикционного контакта и пришел к выводу, что с увеличением комплексности модели величина фактического давления растет, а его зависимость от нагрузки уменьшается, а следовательно, повышается стабильность характеристик фрикционного контакта. Для металлов может быть реализована поверхность, имеющая микрогеометрию только трех уровней, выступы четвертого уровня сминаются. Повышение комплексности модели влияет на характер зависимости деформации выступов от нагрузки. Для двухуровневой модели с увеличением нагрузки число выступов деформируемых пластически растет, а для трехуровневой модели оно проходит через минимум. Многоуровневая микрогеометрия поверхностей особенно сильно влияет на деформацию контакта и величину зазоров между контактирующими поверхностями. С увеличением комплексности модели число контактирующих выступов уменьшается, при чем оно практически одинаково для двухуровневой и трехуровневой моделей.

Рассмотрев внедрение единичного сферического выступа в упруго-пластическое полупространство, Н.Б. Демкин пришел к заключению, что сближение при переходе к пластическому контакту в сотни раз больше сближения, при котором происходит переход от упругого контакта к упруго-пластическому. Им также было установлено, что при давлении 10 МПа для материала средней твердости доля нагрузки, воспринимаемой выступами, деформируемыми упруго, составляет примерно 1%, упруго-пластически – 99%, для твердого материала – соответственно 20 и 80% [40].

Н.Б. Демкин, О.В. Сутягин, В.М. Ярош [42] исследовали характеристики контактного взаимодействия подшипников скольжения с твердосмазочными покрытиями. Проведенные ими эксперименты показали, что модель контактного взаимодействия сопряжения вал с твердосмазочным покрытием-шероховатая втулка применима для области невысоких нагрузок, что

характерно для приборных подшипников с твердосмазочным покрытием. Не учет шероховатости в этих условиях приводит к значительным ошибкам.

Н.Б. Демкин, С.В. Удалов, В.А. Алексеев, В.В. Измайлов, А.Н. Болотов [43] рассмотрели контакт шероховатых волнистых поверхностей с учетом взаимного влияния неровностей. Авторами разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать характеристики контакта шероховатых и волнистых поверхностей. Особенностью модели является учет взаимного влияния деформируемых микровыступов при контактном взаимодействии. Установлено, что в условиях, когда контурная площадь составляет от 15 до 20% от номинальной, результаты практически не отличаются от полученных по традиционной методике. Если контурная площадь составляет более 20% от номинальной, взаимное влияние неровностей существенно изменяет свойства контакта.

Наиболее полное экспериментальное и теоретическое исследование явления предварительного смещения было проведено В.И. Максак [95]. Им экспериментально установлен характер упругого предварительного смещения и податливость контакта в зависимости от сил сдвига и сжатия, коэффициента трения и геометрических характеристик шероховатых поверхностей. Им также была разработана теоретическая модель деформируемого контакта. Рассмотрев контакт упругих тел, автор определил перемещение в стыке с небольшой контактной поверхностью, когда деформация самих деталей пренебрежимо мала по сравнению с этими перемещениями.

Изучая предварительное смещение шероховатых и волнистых поверхностей В.И. Максак пришел к выводу, что наиболее высокие выступы сжимаются сильнее, менее высокие – слабее. Имеются также выступы, которые вступают в контакт только в конце нажатия или не вступают совсем. Благодаря этому все выступы имеют разные по величине силы сжатия. Во время предварительного смещения менее сжатые выступы начнут вступать в скольжение раньше. В это время наиболее сжатые будут сдвигаться упруго. В скольжение начнут вступать все новые и новые выступы, каждый после своего

упругого предварительного смещения. Таким образом, В.И. Максак пришел к выводу, что скольжение всего контакта не начнется до тех пор пока не вступит в скольжение наиболее сжатый выступ.

В.И. Максак установил, что наибольшей тангенциальной жесткости соответствует: наибольший модуль сдвига; максимальное прижатие контактирующих поверхностей [95].

С.Г. Костогрыз В.В. Ковалевский Ю.И. Шалапко [74] исследовали амплитудно – частотные характеристики механического контакта в области предварительного смещения. Ими было установлено, что при работе механического контакта в области предварительного смещения в условиях действия вибрационных нагрузок номинальное касательное напряжение в контакте имеет частотную зависимость от удельной сдвигающей силы, а значит, что расчеты на трение при вибрационных нагрузках следует проводить с учетом этого физического процесса.

А.Н. Тритенко и Я.И. Кун [165] рассмотрели колебание штампа на сферах при воздействии не периодически изменяющихся нагрузок и установили закономерность контактного деформирования при воздействии внезапно приложенных и линейно возрастающих нагрузок в парах трения качения. Было установлено, что с возрастанием амплитуды внезапно приложенной силы увеличивается значение максимального сближения, но уменьшается длительность цикла колебаний.

М.Я. Пановко [123] рассмотрев точечный упругогидродинамический контакт с неровностью в виде одиночного бугорка, пришел к выводу, что возмущение толщины смазочной пленки распространяется вниз по потоку со скоростью качения (средней скоростью контактирующих поверхностей).

Оценку степени влияния межмолекулярных сил при контактном взаимодействии гладких поверхностей дали А.И. Свириденко и С.А. Чижик [148]. Чем больше значение адгезионного параметра, тем в большей степени преобладает фактор слипания, и влияние поверхностных сил на формирование контакта и адгезия более значительны.

Также ими была произведена оценка влияния адсорбционных слоев влаги. Так для пары магнитный диск – магнитная головка при влажности воздуха свыше 80% наблюдается увеличение сил сцепления, приводящее к поломке крепления головки. Анализ взаимосвязи суммарной капиллярной силы с толщиной поверхностного слоя влаги для двух поверхностей с разной шероховатостью показывает, что с увеличением поверхностного слоя влаги имеет место рост силы капиллярного взаимодействия для обеих поверхностей, однако более интенсивный рост наблюдается для поверхности с меньшей шероховатостью. Начиная с некоторого критического значения толщины слоя влаги, рост суммарной капиллярной силы прекращается. Это обусловлено заполнением межконтактного пространства водой и происходит, когда мениски образуются почти у всех вершин. Авторами было доказано, что игнорирование субшероховатости приводит к завышению значения относительной площади дискретного контакта почти в два раза для неадгезионного контакта. А в условиях действия поверхностных сил это расхождение еще более ощутимо и составляет около порядка.

С.В. Шилько [175] применил вариационную модель предварительного смещения для исследования коэффициента трения покоя и кинетики изнашивания в сосредоточенном контакте. Для рассматриваемого вида контактного взаимодействия имеет место периферийное изнашивание поверхности. Это вызывает концентрацию напряжений аналогично изнашиванию при циклическом сжатии, но дает асимметрию распределения давления. При увеличении коэффициента сцепления зона изнашивания постепенно распространяется на всю область контакта. Однако для скользящего контакта концентрация давлений не происходит (реализуется приработка сопряжения).

Ф.Г. Нахатакян [119,120] получил зависимость для контактной податливости сопряжения на примере зубчатого зацепления.

Рассматривая резьбовые соединения при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы. А.М. Рубин [133-135] пришел к выводу, что

достижение равномерного контакта по виткам резьбы предполагает изготовление соединения с первоначальным нулевым контактом в последних (относительно опорного торца) двух парах витков. Остальные витки следует выполнять с учетом кинематических смещений при последовательно увеличивающихся по направлению к опорному торцу зазорах, а монтаж соединения проводится при последовательно возрастающем усилии затяжки.

Автором также было рассмотрено резьбовое соединение при произвольном порядке расположения зазоров между витками резьбы. А.М. Рубин пришел к выводу, что при решении задач контакта резьбовых соединений с произвольными зазорами может быть использован метод последовательных приближений с учетом выбора и ликвидации зазоров при каждом нагружении. При решении задач контакта резьбовых соединений без зазоров этот метод приводит к погрешностям расчета в большей степени при небольших усилиях затяжки.

Задача о тангенциальной жесткости стыков применительно к реальным деталям была рассмотрена Н.Д. Решетовым, З.М. Левиной, В.Н. Кирсановым [132]. Рассматривая испытания на плоских кольцевых стыках с различной обработкой поверхности и при различных давлениях, авторы пришли к выводам: при первичном нагружении зависимость смещения от сдвигающей силы имеет нелинейный характер; при снятии сдвигающей силы линия упругого возврата параллельна упругому участку нагрузочной ветви; при повторных нагрузках, не превышающих первую, смещение чисто упругое; упругие смещения при первом нагружении происходят в пределах нагрузки, примерно половины силы трения покоя; наличие в контакте относительно маловязкого масла незначительно снижает коэффициенты упругого смещения и трения покоя; время неподвижного контакта повышает коэффициент трения; величина предварительного смещения от скорости нагружения уменьшается незначительно.

Н.А. Насибов [117,118] рассчитал цилиндрические соединения с натягом в общем случае его плоского нагружения, а также с определением несущей

способности плоского кольцевого соединения при сдвиге. Выявлены закономерности для определения ряда основных рабочих параметров соединений.

Большой вклад в исследование контакта гладкой и шероховатой сферы с плоскостью, а также двух шероховатых поверхностей при сложном ударном нагружении в условиях свободных затухающих колебаний в нормальном и касательном направлениях внес А.А. Максименко [99-108]. Также им были изучены амплитудно – частотные характеристики механического контакта гладких и шероховатых тел при вынужденной вибрационной нагрузке.

А.С. Ивановым [53-62] были достигнуты следующие результаты:

- разработана методика расчета контактной жесткости плоского стыка при повторном нагружении, в которой контактное сближение вычисляют по значениям параметров, задаваемых конструктором при разработке им чертежей деталей;

- для статических условий была разработана методика расчета цилиндрического соединения с натягом, учитывающая контактную жесткость стыка. Внедрение данной методики способствует повышению несущей способности на 10 – 20% соединений с большими натягами за счет выбора более напряженных посадок и снижению вероятности исчезновения рабочего радиального зазора в подшипниках качения;

- решена задача о распределении нагрузки в резьбовом соединении по виткам резьбы в зависимости от шероховатости рабочих поверхностей витков. Установлено, что применение мелкой резьбы при стандартной высоте гайки существенно повышает равномерность распределения нагрузки по витка резьбы. Поэтому применение мелкой резьбы способно повысить сопротивление усталости винтов на 10 – 30%;

- рассмотрена модель нагружения витков резьбы гайки в предварительно затянутом и нагруженном внешней растягивающей силой резьбовом соединении. Было показано, что увеличение силы затяжки винта снижает долю внешней нагрузки, приходящуюся на первый виток резьбы гайки;

- разработаны методики расчета резьбовых соединений, нагруженных силой и моментом, приложенными в плоскости, перпендикулярной стыку, отличающиеся от существующих учетом контактной жесткости стыка. Внедрение данных методик расчета способствует повышению сопротивления усталости винтов резьбового соединения на 10 – 30% и повышению угловой жесткости соединения менее чем в 1,5 – 2 раза;

- разработана методика расчета резьбового соединения, стянутого одним центральным винтом и нагруженного силой и моментом, приложенными в плоскости, перпендикулярной стыку. Данная методика позволяет предложить новое конструктивное решение сборочной единицы и как следствие приводит к снижению стоимости приблизительно на 30%;

- разработан метод расчета частоты свободных колебаний резьбового соединения с учетом контактной жесткости стыка. Использование метода приводит к повышению надежности стопорения резьбовых соединений и снижению вибрации машин;

- разработана методика расчета на прочность и жесткость опорно-поворотных подшипников. Расчеты по данной методике помогают оптимизировать по стоимости, массе и прочности конструкцию подшипника;

- разработана методика расчета реакций в опорах для соединения сборочных единиц машины без муфты. Показано, что, меняя конструктивные параметры деталей и сборочных единиц, а также технологические параметры деталей, можно снизить максимальные нагрузки на опоры в 1,5-3 раза.

Автор также исследовал деформации фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов и получил следующие результаты:

- опрокидывающий момент, приложенный к фрикционному соединению, создает перекося, ось которого в общем случае не проходит через центр тяжести контактной поверхности. Получены формулы для определения положения оси и угла перекося, а также сближения и давления в разных точках контактной поверхности;

- неравномерное распределение давления приводит к тому, что при приложении вращающего момента центр вращения смещается относительно центра тяжести контактной поверхности. Получены формулы для определения положения центра вращения и угла поворота при отсутствии в соединении локальных проскальзываний;
- при превышении вращающим моментом определенных значений в соединении появляются локальные проскальзывания. В этом случае положение центра вращения нельзя определить аналитическим путем.

В работах Н.В. Перфильевой [125] разработана динамическая модель, позволяющая рассчитать характеристики нормального и тангенциального контакта при произвольном направлении внешнего воздействия к плоскости контакта. На основе модели создан численно-аналитический метод определения динамических характеристик контакта при различных видах динамического нагружения. Автором создан программный комплекс для уточненного расчета динамических характеристик упругого механического контакта при создании условно-неподвижных соединений. Произведена оценка влияния на динамические и диссипативные характеристики контакта параметров динамического контактирования с помощью полученных амплитудно-частотных характеристик механического контакта твердых тел на модели контакта шероховатых сфер и плоскости, а также шероховатых поверхностей. Создан механизм поиска оптимального сочетания параметров контактирования для создания условно-неподвижных соединений с заданными динамическими характеристиками и прогнозированной работой соединения.

В работе [125] была дана оценка контактной податливости заклепочных соединений в условиях предварительного смещения. Разработан метод определения динамических характеристик контакта деталей заклепочных соединений. С помощью полученных амплитудно-частотных характеристик механического контакта заклепочных соединений произведена оценка влияния на динамические характеристики контакта соединений параметров, известных на стадии проектирования. Автором также рассчитаны потери механической

энергии в условиях затухающих колебаний в контакте заклепочных соединений при различных параметрах контактирования. Было доказано, что рост коэффициента поглощения механической энергии обусловлен снижением величин нормального статического поджатия, массы движущейся детали соединения, максимальной высоты микронеровностей шероховатого слоя и коэффициента трения.

Автором [19-21] выполнен анализ обеспечения требуемого напряженного состояния соединений с натягом в условиях вращения и нагружения изгибающим моментом. При исследовании напряженно-деформированного состояния деталей соединения с натягом, нагруженного изгибающим моментом и вращением, методом конечных элементов определены характер распределения и значения напряжений деталей соединения с натягом. Автором установлено, что при нагружении соединений с натягом изгибающим моментом и вращением происходит значительное перераспределение напряжений-контактные давления увеличиваются на сжатой стороне соединения и уменьшаются на растягиваемой вплоть до раскрытия стыка соединения.

Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец, А.Я. Григорьев, А.В. Ковалев, В.Ю. Фоминский, В. Шарф [115] рассмотрели влияние масштабного фактора в контактных задачах. Авторы пришли к заключению, что в процессе контактирования поверхностей наиболее высокие выступы шероховатости будут деформироваться и образовывать пятна фактического контакта. Каждое такое пятно является многосвязным и в свою очередь подразделяется на совокупность пятен, так называемого физического контакта, обусловленных контактированием субмикронеровностей. Численные расчеты, сделанные авторами, показывают, что физическая площадь контакта на один-два порядка меньше фактической, но в пределах её могут осуществляться достаточно сильные взаимодействия, вклад которых в общую силу сопротивления перемещению поверхностей очень существенный.

И.И. Аргатов [5-8] продолжил исследования И.В. Крагельского и Н.Б. Демкина в области контакта шероховатых поверхностей. Основным

результатом его работы являются уравнения, связывающие функцию по высоте с опорной кривой профиля. Получены расчетные формулы и зависимость в рамках сферической модели Журавлева для описания упругого контакта двух одинаковых шероховатых поверхностей.

В.С. Радчик, Б. Бен-Ниссан, В. Мюллер [130] создали графо-аналитический метод расчета фактической площади контакта шероховатых поверхностей по графику Аббота-Файерстона. Авторами разработан графо-аналитический метод расчета фактической площади контакта для плоской изотропно-шероховатой поверхности, не требующий ее функционального описания. Единственный статический параметр, участвующий в расчете – средний шаг между выступами, измеренный вдоль средней линии профиля.

Ф.Р. Геккер, С.А. Зайцев [28] рассмотрели трение шероховатостей в пределах упругих деформаций. В результате расчета были определены силы трения в контакте и коэффициент трения в зависимости от упругодиссипативных свойств материалов контактирующих шероховатостей и молекулярных сил в контакте.

И.Г. Горячевой [32,33] был произведен расчет контактных характеристик с учетом параметров макро и микрогеометрии поверхностей. Автором предложен алгоритм решения задачи дискретного контакта, возникающего при взаимодействии тел с шероховатыми поверхностями. Метод основан на введении двух масштабных уровней, связанных с макрогеометрией и микрогеометрией тел. Построена функция дополнительного смещения, учитывающая зависимость характеристик контактного взаимодействия на макроуровне от параметров микрогеометрии поверхностей. Существенно новым в предложенном алгоритме является учет взаимного влияния микроконтактов при расчете характеристик дискретного и номинального контакта.

Современные машины и оборудование очень разнообразны и состоят из большого количества сопряжений. От уровня надежности данных сопряжений зависят показатели работоспособности и долговечности работы машин и

механизмов, а надежность сопряжений определяется контактной жесткостью и прочностью.

Только при применении на практике решений фундаментальных задач теории механического контакта можно гарантировать создание надежных и долговечных машин и оборудования.

Литературный обзор показывает, что вопросы механического контактного взаимодействия достаточно глубоко изучены. Однако рекомендаций для уточненных инженерных расчетов дается очень мало.

Поэтому дальнейшие исследования проблемы контактных перемещений в сопряжении деталей машин являются весьма целесообразными.

ГЛАВА 2 МОДЕЛИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕЛ В СОСТОЯНИИ ТРЕНИЯ ПОКОЯ

В работе рассмотрен механический контакт в сопряжениях деталей прецизионных конусных соединений при различных видах нагружения, вызывающих смещение в диаметральной и осевом направлениях.

Контактирование твердых тел определяется протекающими в тонких поверхностных слоях процессами и обуславливается геометрией (зависящей от вида обработки), физико-механическими и физико-химическими свойствами поверхностных слоев.

Наиболее широко используемой моделью шероховатой поверхности твердого тела является сферическая модель. Поэтому в работе исследовалась сферическая модель единичного выступа. Данная модель позволяет перейти к рассмотрению упругого контакта шероховатых поверхностей, а также поверхностей реальных сопряжений деталей машин. Значительный объем данных накоплен применительно к статическим условиям деформирования. В реальных же условиях практически все сопряжения подвергаются динамическому нагружению.

Для разработки уточненной инженерной методики расчета прецизионных конусных соединений с учетом динамических контактных перемещений и податливости, был осуществлен выбор универсальной динамической модели упругого механического контакта в пределах предварительного смещения. Данная физико-математическая модель контактного взаимодействия нормального и тангенциального направления позволяет в расчетах учитывать всевозможные виды (схемы) динамического нагружения: ударное нагружение в нормальном или тангенциальном направлении; сложное ударное нагружение, вызывающее свободные затухающие контактные колебания тел; вибрационное возбуждение различного направления, следствием которого будут вынужденные колебания контактирующих поверхностей.

Деформация в основном определяется контактными перемещениями

шероховатого слоя, об этом свидетельствуют работы [41]. Следовательно, можно считать, что деформации при динамическом нагружении возникают только в зонах выступов шероховатой поверхности.

Поскольку масса выступов весьма мала по сравнению с массами контактирующих тел, то последними можно пренебречь. На основании этого можно считать, что при динамическом нагружении зависимости между силой и деформацией сопряженных тел можно принять такими же, как и при статическом нагружении. Динамическое нагружение произвольного направления к поверхности приводит к контактными перемещениям одновременно и в нормальном, и в касательном направлениях. И.В. Крагельским [79] установлено, что в упругом контакте на колебания в нормальном направлении тангенциальная составляющая динамического усилия не оказывает значительного воздействия. Расчеты, выполненные И.В. Демкиным [35] показывают, что увеличение фактической площади упругого контакта под влиянием касательных сил при средних значениях коэффициента трения не превышает 5 %, т.е. тангенциальные напряжения на контакте не приводят к существенным изменениям в сближении двух шероховатых тел [35]. Следовательно, оценка контактных перемещений при сложном динамическом возбуждении заключается в исследовании контактных колебаний касательного направления.

Для определения нормальных смещений в упругом диссипативном контакте использовались решения статических задач [79,86,91], а также модель поведения контактной пары в условиях свободных затухающих колебаний.

Для определения тангенциальных контактных перемещений принято решение Миндлина [210], для случая контактирования шероховатых поверхностей в статических условиях – решение В.И. Макска [95].

В работе были приняты следующие допущения:

1. Масса выступов шероховатого слоя ничтожно мала по сравнению с массой деталей, поэтому массой выступов шероховатого слоя можно пренебречь.
2. Механические характеристики поверхностного слоя отождествляются с характеристиками материала.
3. Шероховатость моделируется сферами, вершины которых распределены согласно кривой опорной поверхности.
4. Общей деформацией тел можно пренебречь, т. к. деформации в контакте превышают их на порядок.
5. Касательные силы лежат в плоскости контактирования.
6. Диссипация энергии в зонах контакта происходит вследствие микротрения в зонах проскальзывания.
7. Рассеивание энергии не зависит от скорости деформирования.

2.1 Модели упругих сближений при статическом нагружении в диссипативном контакте.

Рассматривая нормальные смещения в упругом диссипативном контакте, за основу взяты решения статических задач. В случае моделирования выступов поверхностей шероховатыми сферами основным является решение А.А. Ланкова [86] для контакта шероховатой сферы и плоскости.

$$\delta = \frac{(1 + \beta^{\frac{3}{2}}) \cdot \eta \cdot N^{\frac{2}{3}}}{2 \cdot \beta}, \quad (2.1)$$

где η - коэффициент пропорциональности между сближением и силой; δ - нормальное сближение; N - нормальная нагрузка; β - коэффициент сжатия эпюры контактных давлений.

При таком рассмотрении считается, что шероховатый слой деформируется упруго-пластически и пластически с упрочнением, а сфера деформируется только упруго.

Коэффициент сжатия эпюры контактных давлений β определяется согласно расчетам А.Н. Тритенко [164,165].

$$\beta = (1 + A)^{-\frac{2 \cdot \nu + 1}{2 \cdot \nu + 3}}, \quad (2.2)$$

где ν - параметр степенной аппроксимации кривой опорной поверхности; A - коэффициент который определяется по формуле:

для упругого контактирования

$$A = 2.42 \cdot \left[\frac{2.02 \cdot R_{\max}^{\nu} \cdot R^{\frac{2 \cdot \nu - 3}{6}} \cdot r^{\frac{1}{2}} \cdot \Gamma(\nu + 1, 5)}{b \cdot I^{\frac{2 \cdot \nu}{3}} \cdot N^{\frac{2 \cdot \nu}{3}} \Gamma(\nu + 1)} \right]^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}} \quad (2.3)$$

для пластического контактирования

$$A = 2.42 \cdot \left[\frac{0.19 \cdot R_{\max}^{\nu} \cdot R^{\frac{\nu - 2}{3}}}{b \cdot I^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{3}} \cdot N^{\frac{2 \cdot \nu - 1}{3}} \cdot \sigma_m} \right]^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}}, \quad (2.4)$$

где $R_{\max}$ - максимальная высота выступов шероховатого слоя; R - радиус сферы; r - приведенный радиус; b - параметры степенной аппроксимации кривой опорной поверхности; σ_m - предел текучести материала; Γ -гамма функция [156]; I -упругая постоянная материалов, которая определяется по формуле:

$$I = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (2.5)$$

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона контактирующих материалов; E_1 и E_2 - Модули упругости I рода контактирующих материалов.

Коэффициент пропорциональности между сближением и силой k определяется формулой:

$$\eta = 0.8255 \cdot \sqrt[3]{\frac{I^2}{R}} \quad (2.6)$$

Зависимость сближения от усилия поджатия представлена на рис. 2.1

Для рассмотрения контактирования гладкой сферы и плоскости воспользуемся уравнением Герца [198]

$$\delta = K \cdot N^{\frac{2}{3}}. \quad (2.7)$$

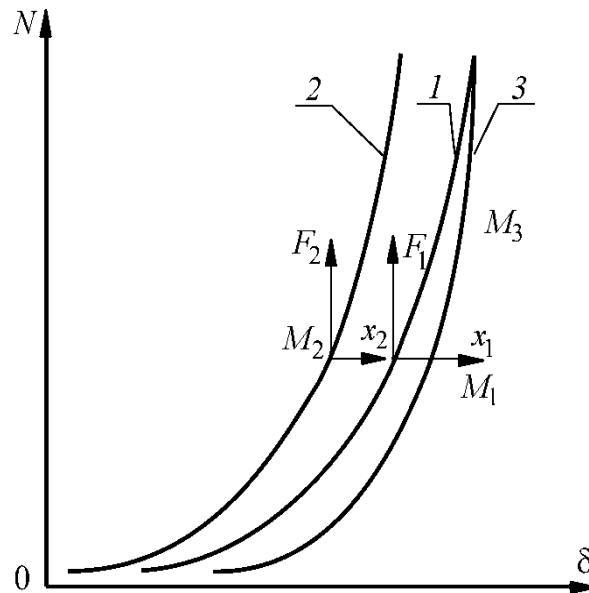


Рисунок 2.1 - Зависимость сближения от усилия поджатия.

1 – пластическое деформирование; 2 – упругое деформирование;

3 – кривая разгрузки

Здесь индексы 1 и 2 относятся к первой и второй поверхностям.

При взаимодействии гладких поверхностей зависимость между сближением и величиной внешней нагрузки определяется формулой ДКР (Джонсона, Кендалла, Робертса) [200]

$$\delta_c = \frac{R_{cp}}{3} \left(\frac{3 \cdot R_{cp} \cdot p_c}{W} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (2.8)$$

где R_{cp} - средний радиус закругления; W - коэффициент, который определяется по формуле:

$$W = \frac{4}{3} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \quad (2.9)$$

$$p_c = \frac{3 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \Delta\gamma}{2}, \quad (2.10)$$

$$\text{где } \Delta\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_{1,2}, \quad (2.11)$$

где γ_1, γ_2 - удельная поверхностная энергия контактирующих материалов;
 $\gamma_{1,2}$ - энергия межфазной границы контакта.

Для модели контактирования гладкой и шероховатой поверхностей сближение определяется из уравнения Крагельского-Демкина [79]:

$$\delta = \left[\frac{5 \cdot N \cdot r^{\frac{1}{2}} \cdot (1 - \mu^2) \cdot R_{\max}^{\nu}}{A_c \cdot b \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_1 \cdot E} \right]^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}}, \quad (2.12)$$

где A_c - контурная площадь поверхности; k_1 - постоянная интегрирования, зависящая от ν [156].

Рассматривая контакт двух шероховатых поверхностей необходимо учесть вероятность встречи выступов и принять следующие допущения:

$$\nu = \nu_1 + \nu_2;$$

$$R_{\max} = R_{\max 1} + R_{\max 2};$$

$$k_{\nu_{1,2}} = \left(\frac{\nu_1 \cdot \nu_2}{\nu_1 + \nu_2} \right) \cdot \left(\frac{\Gamma(\nu_1) \cdot \Gamma(\nu_2)}{\Gamma(\nu_1 + \nu_2)} \right) \quad (2.13)$$

$$b = \frac{k_{\nu_{1,2}} \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot (R_{\max 1} + R_{\max 2})^{(\nu_1 + \nu_2)}}{R_{\max 1}^{\nu_1} \cdot R_{\max 2}^{\nu_2}}$$

Н.Б. Демкин [35,36] экспериментально установил, что основным параметром определяющим контурную и фактическую площадь, является предел текучести материала.

В.М. Хохловым [168,169] была получена формула для расчета контурной площади при контактировании двух шероховатых поверхностей.

$$A_c = A_0 \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_{\tau}} \right)^{1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{\tau}}}, \quad (2.14)$$

где A_0 - номинальная площадь контакта; σ_0 - номинальное давление, которое определяется по формуле:

$$\sigma_0 = \frac{N}{A_0}$$

Формула для расчета контурной площади может быть использована только при упругом взаимодействии материалов в пределах закона Гука.

Для упруго-пластического и пластического контактов можно использовать графоаналитический метод расчета фактической площади контакта шероховатых поверхностей по графику Аббота-Файерстона.

Аппроксимируя формулу 2.1 методом наименьших квадратов получено выражение[77,80]:

$$N = L \cdot \delta^n \quad (2.15)$$

Раскладывая выражение в ряд Тейлора в окрестностях точки статического равновесия (M_1 для активного этапа и M_2 для пассивного) было получено:

$$N = N_0 + K_1 \cdot (\delta - \delta_0) + K_2 \cdot (\delta - \delta_0)^2 + K_3 \cdot (\delta - \delta_0)^3, \quad (2.16)$$

где δ_0, N_0 величины предварительного поджатия контакта и соответствующего нагружения.

Принимая следующее обозначение $F = N - N_0$ и $x = \delta - \delta_0$ ряд суммы первых трех членов имеет вид:

$$F = K_1 \cdot x + K_2 \cdot x^2 + K_3 \cdot x^3, \quad (2.17)$$

где F - упругая восстанавливающая сила; x - преобразованная координата величины сближения.

Для контакта гладкой поверхности и шероховатой сферы коэффициенты ряда определяются формулами[80]:

$$\begin{aligned} K_1 &= L \cdot n \cdot \delta_0^{n-1}; \\ K_2 &= \frac{L \cdot n \cdot (n-1) \cdot \delta_0^{n-2}}{2}; \\ K_3 &= \frac{L \cdot n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot \delta_0^{n-3}}{6}. \end{aligned} \quad (2.18)$$

На рисунке 2.1 деформирование в процессе нагружения происходит по кривой 1 до точки M_3 , а процесс разгрузки по кривой 2. Приравнивая усилия по кривой 1 и 2, было получено выражение для определения новой точки отсчета[80].

$$\delta^{\leftarrow} = \left(\frac{\vec{L}}{\delta^{\leftarrow} L} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot \delta^{\vec{m}} \quad (2.19)$$

$$\delta_{\text{ост}} = \delta^{\vec{m}} - \delta^{\leftarrow} \quad (2.20)$$

Кривая 2 параллельно переносится до совмещения в точке M_3 и таким образом появляется кривая 3. Также вследствие остаточных деформаций шероховатого слоя происходит смещение начала координат. Для получения

выражения упругой восстанавливающей силы для контакта поверхностей уравнение Крагельского-Демкина имеет вид:

$$N = \frac{A_c \cdot b \cdot k_1 \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot E \cdot \delta^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}}}{5 \cdot r^{\frac{1}{2}} \cdot (1 - \mu^2) \cdot R_{\max}^{\nu}} \quad (2.21)$$

Раскладывая данное выражение по аналогии в ряд Тейлора, выражение для упругой восстанавливающей силы представляется в виде:

$$F = K_1 \bar{x} + K_2 \bar{x}^2 + K_3 \bar{x}^3 \quad (2.22)$$

Коэффициенты ряда K_1, K_2, K_3 определяются по формуле 2.18, а коэффициент L и показатель степени n определяются формулами

$$L = \frac{A_c \cdot b \cdot k_1 \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot E}{5 \cdot r^{\frac{1}{2}} \cdot (1 - \mu^2) \cdot R_{\max}^{\nu}}; \quad (2.23)$$

$$n = \frac{2 \cdot \nu + 1}{2},$$

Аналогичным образом представляется выражение для упругой восстанавливающей силы для контакта гладкой сферы и плоскости.

2.2 Сближение в упругом диссипативном контакте при динамическом нагружении

Проведем оценку упругого диссипативного контакта с помощью одномассовой колебательной системы с одной степенью свободы. В данной модели при составлении уравнения использовалась петля деформирования в статике [86, 109]. Принимается, что динамическое воздействие подчиняется закону $P \cdot \sin \omega t$. Схема нагружения представлена на рисунке 2.2.

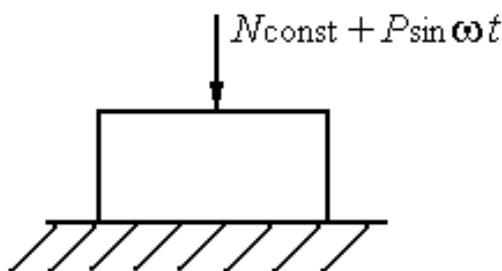


Рисунок 2.2 - Схема нагружения при нормальном контакте

Дифференциальное уравнение движения верхнего тела контактной пары в условиях нормальных вынужденных колебаний имеет вид [79]:

$$m \cdot \ddot{\bar{x}} + \bar{\bar{K}}_1 \cdot \bar{\bar{x}} + \bar{\bar{K}}_2 \cdot \bar{\bar{x}}^2 + \bar{\bar{K}}_3 \cdot \bar{\bar{x}}^3 = P \cdot \sin \omega t, \quad (2.24)$$

где m - масса образца; K_1, K_2, K_3 - коэффициенты, характеризующие силы восстановления и диссипации, которые определяются по формуле 2.18 с учетом выражения 2.23; $\ddot{x}, x$ - текущие значения ускорения и перемещения штампа; ω - циклическая частота; t - время процесса. Знаки « $\rightarrow$ » и « $\leftarrow$ » относятся к активному и пассивному процессу деформирования соответственно.

Данная механическая система является нелинейной и обладает значительной диссипацией энергии, поэтому уравнение движения интегрировалось при помощи степенных рядов.

Решение уравнения представляется в следующем виде:

$$x = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + a_3 \cdot t^3 + \dots + a_n \cdot t^n, \quad (2.25)$$

где $x_0|_{t=0} = a_0 = 0$; $V_0|_{t=0} = V_y$ - начальные условия движения,

где V_y - начальная скорость в нормальном направлении.

Период движения состоит из четырех этапов (рисунок 2.3). Первый и четвертый-этапы нагрузки, второй и третий-этапы разгрузки. Для определения сближения на каждом этапе можно ограничиться суммой первых четырех значащих членов ряда, поскольку последующие, ввиду их малости, не вносят существенных изменений в конечный результат.

Решение уравнения имеет вид

$$x = \begin{cases} \vec{a}_1 t_1 + \vec{a}_3 t_1^3 + \vec{a}_4 t_1^4 + \vec{a}_5 t_1^5, & 0 \leq t_1 \leq t_1^*, \\ \vec{b}_0 + \vec{b}_2 t_2^2 + \vec{b}_4 t_2^4 + \vec{b}_6 t_2^6, & 0 \leq t_2 \leq t_2^*, \\ \vec{a}_1 t_3 + \vec{a}_3 t_3^3 + \vec{a}_4 t_3^4 + \vec{a}_5 t_3^5, & 0 \leq t_3 \leq t_3^*, \\ \vec{b}_0 + \vec{b}_2 t_4^2 + \vec{b}_4 t_4^4 + \vec{b}_6 t_4^6, & 0 \leq t_4 \leq t_4^*, \end{cases} \quad (2.26)$$

где $t_1^* \dots t_4^*$ – длительности движения на каждом этапе; $\vec{a}_n, \vec{a}_n, \vec{b}_n, \vec{b}_n$ – коэффициенты, определяемые по рекуррентным формулам.

Для первой и третьей четверти периода:

$$\vec{a}_0 = \vec{x}_0 = 0;$$

$$\vec{a}_1 = V_0$$

$$\begin{aligned} \vec{a}_2 &= \frac{\ddot{x}}{2!} = -\frac{\vec{K}_1 \cdot \vec{x} + \vec{K}_2 \cdot \vec{x}^2 + \vec{K}_3 \cdot \vec{x}^3}{2 \cdot m} + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m} = \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m}; \\ \vec{a}_3 &= \frac{\dddot{x}}{3!} = -\frac{(\vec{K}_1 \cdot \vec{x} + \vec{K}_2 \cdot \vec{x}^2 + \vec{K}_3 \cdot \vec{x}^3)'}{6 \cdot m} + \frac{P \cdot \cos \omega t}{2 \cdot m} = \\ &= \frac{-\vec{K}_1 \cdot \vec{x} - 2 \cdot \vec{K}_2 \cdot \vec{x} \cdot \vec{x} - 3 \cdot \vec{K}_3 \cdot \vec{x}^2 \cdot \vec{x}}{6 \cdot m} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m} = \\ &= \frac{-\vec{K}_1 \cdot \vec{a}_1}{6 \cdot m} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}; \\ \vec{a}_4 &= \frac{\ddot{\ddot{x}}}{4!} = -\frac{(-\vec{K}_1 \cdot \vec{x} - 2 \cdot \vec{K}_2 \cdot \vec{x} \cdot \vec{x} - 3 \cdot \vec{K}_3 \cdot \vec{x}^2 \cdot \vec{x})'}{24 \cdot m} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{6 \cdot m} = \\ &= \frac{-\vec{K}_2 \cdot \vec{a}_1 - \vec{K}_1 \cdot \vec{a}_2}{12 \cdot m} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m}; \end{aligned} \quad (2.27)$$

Решение имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \vec{x} &= \vec{a}_1 \cdot t_1 + \vec{a}_2 \cdot t_1^2 + \vec{a}_3 \cdot t_1^3 + \vec{a}_4 \cdot t_1^4 = V_0 \cdot t_1 + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m} \cdot t_1^2 + \\ &+ \left(-\frac{\vec{K}_1 \cdot \vec{a}_1}{6 \cdot m} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m} \right) \cdot t_1^3 + \left(\frac{-\vec{K}_2 \vec{a}_1^2 - \vec{K}_1 \cdot \vec{a}_2}{12 \cdot m} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m} \right) \cdot t_1^4. \end{aligned}$$

Для второй и четвертой четвертей периода:

$$\vec{b}_1 = 0;$$

$$\begin{aligned}
\vec{\ddot{b}}_2 &= -\frac{1}{2 \cdot m} \left(\vec{\ddot{K}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_0 + \vec{\ddot{K}}_2 \cdot \vec{\ddot{b}}_0^2 + \vec{\ddot{K}}_3 \cdot \vec{\ddot{b}}_0^3 \right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m} \\
\vec{\ddot{b}}_3 &= -\frac{1}{6 \cdot m} \cdot \left(\vec{\ddot{K}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_1 + 2 \cdot \vec{\ddot{K}}_2 \cdot \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_1 + 3 \cdot \vec{\ddot{K}}_3 \cdot \vec{\ddot{b}}_0^2 \cdot \vec{\ddot{b}}_1 \right) + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m} \\
\vec{\ddot{b}}_4 &= -\frac{1}{12 \cdot m} \cdot \left(\vec{\ddot{K}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_2 + \vec{\ddot{K}}_2 \cdot (\vec{\ddot{b}}_1^2 + 2 \cdot \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_1) + 3 \cdot \vec{\ddot{K}}_3 \cdot (\vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_1^2 + \vec{\ddot{b}}_0^2 \cdot \vec{\ddot{b}}_1) \right) - \\
&\quad - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m} \\
\vec{\ddot{b}}_5 &= -\frac{1}{20 \cdot m} \cdot [\vec{\ddot{K}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_3 + 2 \cdot \vec{\ddot{K}}_2 \cdot (\vec{\ddot{b}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_2 + \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_3) + \\
&\quad + \vec{\ddot{K}}_3 \cdot (\vec{\ddot{b}}_1^3 + 6 \cdot \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_2 + 3 \cdot \vec{\ddot{b}}_0^2 \cdot \vec{\ddot{b}}_3)] - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m}; \\
\vec{\ddot{b}}_6 &= -\frac{1}{30 \cdot m} [\vec{\ddot{K}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_4 + \vec{\ddot{K}}_2 \cdot (2 \cdot \vec{\ddot{b}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_3 + \vec{\ddot{b}}_2^2 + 2 \cdot \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_4 + \\
&\quad + 3 \cdot \vec{\ddot{K}}_3 \cdot (\vec{\ddot{b}}_2 \cdot \vec{\ddot{b}}_1^2 + 2 \cdot \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_1 \cdot \vec{\ddot{b}}_3 + \vec{\ddot{b}}_0 \cdot \vec{\ddot{b}}_2^2 + \vec{\ddot{b}}_0^2 \cdot \vec{\ddot{b}}_4)] + \frac{P \cdot \omega^4 \cdot \sin \omega t}{720 \cdot m};
\end{aligned} \tag{2.28}$$

Знаки « $\rightarrow$ » относятся к первому и четвертому этапам, « $\leftarrow$ » – ко второму и третьему.

Для определения скорости на каждом этапе берется первая производная от выражения смещения (рисунок 2.3, б).

$$V = \begin{cases} \vec{a}_1 + 3\vec{a}_3 t_1^2 + 4\vec{a}_4 t_1^3 + 5\vec{a}_5 t_1^4, \\ 2\vec{b}_2 t_2 + 4\vec{b}_4 t_2^3 + 6\vec{b}_6 t_2^5, \\ \vec{a}_1 + 3\vec{a}_3 t_3^2 + 4\vec{a}_4 t_3^3 + 5\vec{a}_5 t_3^4, \\ \vec{b}_0 + \vec{b}_2 t_4^2 + \vec{b}_4 t_4^4 + \vec{b}_6 t_4^6. \end{cases} \tag{2.29}$$

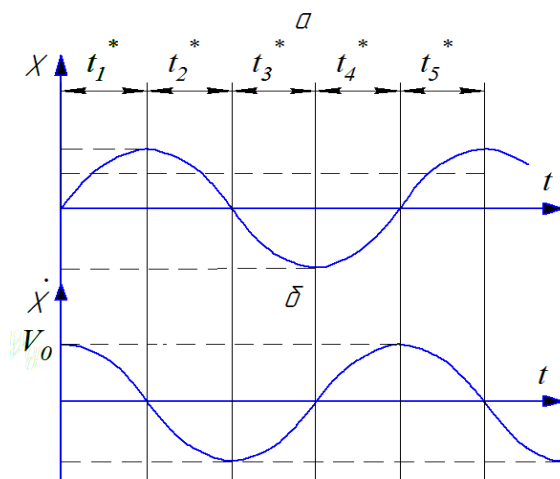


Рисунок 2.3 - Нормальные контактные колебания.

a – изменение сближения от времени процесса;

b – изменение скорости от времени процесса.

2.3 Модели упругих касательных перемещений при статическом нагружении в диссипативном контакте

С учетом выбранной модели единичного выступа шероховатой поверхности принимается решение Р.Миндлина [210] для описания поведения механического контакта тангенциального направления в пределах предварительного смещения. Миндлин рассмотрел задачу о контакте упругих сфер одинакового радиуса, прижатых друг к другу силой N . Распределение нормальных напряжений σ по площадке соприкосновения принимается по закону Герца [198]

$$\sigma = \frac{3 \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot (a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.30)$$

где ρ - текущий радиус площадки соприкосновения сфер.

Под действием касательной силы P по площадке соприкосновения сфер, в контакте возникают касательные напряжения. Касательные напряжения связаны с нормальными по закону Кулона $\tau = f \cdot \sigma$ и везде параллельны направлению прилагаемой силы. При этом контуры постоянной силы сцепления представляют концентрические окружности. Проскальзывание частиц отсутствует до тех пор, пока силы сцепления не превышают

произведения коэффициента трения на нормальную составляющую. В местах, где силы сцепления достигают предельной величины, возникает проскальзывание поверхностей. Проскальзывание распространяется радиально от внешнего контура пятна контакта к центру, захватывая кольцевую площадь с внутренним радиусом b (рисунок 2.4)

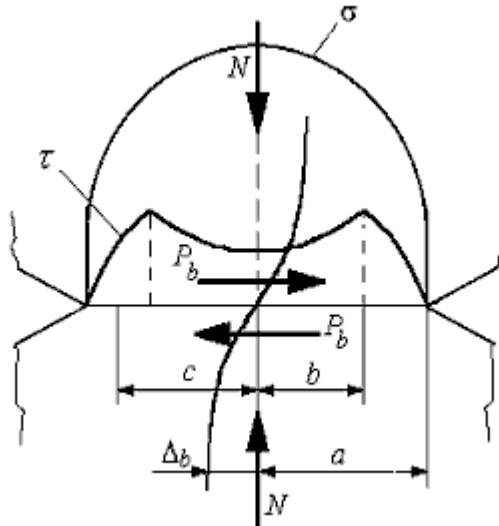


Рисунок 2.4 – Смещение и распределение напряжений в контакте сжато-сдвигаемых упругих сфер

Радиус границы зон проскальзывания определяется формулой

$$b = a \cdot \left(1 - \frac{P_b}{f \cdot N}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.31)$$

В обеих зонах контакта распределение касательных напряжений определяется выражением

$$\tau = \frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot (a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}},$$

$$b \leq \rho \leq a,$$

$$\tau = \frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot [(a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - (b^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}], \quad \rho \leq b. \quad (2.32)$$

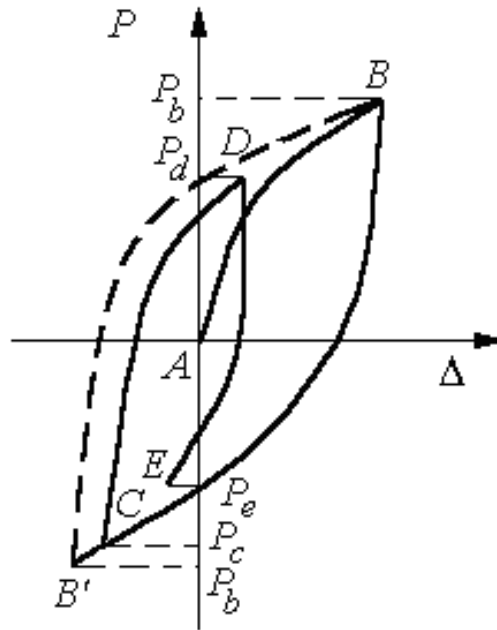


Рисунок 2.5 – Смещение контакта единичных сферических выступов

Величина смещения одной из сфер относительно площадки контакта (рисунок 2.5 – линия AB):

$$\Delta_b = \frac{3 \cdot (2 - \mu) \cdot f \cdot N}{16 \cdot G \cdot a} \left[1 - \left(1 - \frac{P_b}{f \cdot N} \right)^{\frac{2}{3}} \right], \quad (2.33)$$

где μ - коэффициент Пуассона, G - модуль сдвига.

При разгрузке контакта от силы P_b и нагружении его силой $P_c < P_b$ от периферии контакта вновь начинает развиваться проскальзывание по кольцевой площадке с внутренним радиусом [211]:

$$c = a \cdot \left(1 - \frac{P_b - P_c}{2 \cdot f \cdot N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.34)$$

Напряжения τ в этой зоне ограничено величиной $(-fN)$, эпюры этих напряжений изображены на рисунке 2.6.

На распределение (2.6) накладывается условие $\tau = -2 \cdot f \cdot \sigma$ при $c \leq \rho \leq a$:

$$\begin{aligned}
\tau &= -\frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot (a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}, & c \leq \rho \leq a, \\
\tau &= -\frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot [(a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - 2 \cdot (c^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}], & b \leq \rho \leq c, \\
\tau &= -\frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot [(a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - 2 \cdot (c^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} + (b^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}], & \rho \leq b.
\end{aligned} \tag{2.35}$$

При этом смещение определится выражением

$$\Delta_c = \frac{3(2-\mu)fN}{16Ga} \cdot [2(1 - \frac{P_b - P_c}{2fN})^{\frac{2}{3}} - (1 - \frac{P_b}{fN})^{\frac{2}{3}} - 1], \tag{2.36}$$

$$\Delta_p = \frac{3 \cdot (2-\mu) \cdot f \cdot N}{16 \cdot G \cdot a}, \tag{2.37}$$

где Δ_p – предельное смещение гладких сфер от усилия P .

Нагружение контакта от P_c до $+P_b$ вызывает смещение, равное

$$\Delta = -\Delta_c \cdot (-P_c). \tag{2.38}$$

Величина предельного смещения в случае контакта шероховатой сферы с плоскостью рассчитывается по формуле

$$\Delta_p = \frac{(2-\mu) \cdot f \cdot \delta}{2 \cdot (1-\mu)}, \tag{2.39}$$

где δ – сближение шероховатых сфер, выражение для расчета которого получено А.А. Ланковым [87].

При третьем сдвиге ($P_d < P_c$) возникает уже четыре зоны, а радиус зоны проскальзывания и напряжения и смещения в них равны соответственно

$$d = a \cdot (1 - \frac{P_c - P_d}{2 \cdot f \cdot N})^{\frac{1}{3}}, \tag{2.40}$$

$$\begin{aligned}
\tau &= \frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot (a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}, & d \leq \rho \leq a, \\
\tau &= \frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot [(a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - 2 \cdot (d^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}], & c \leq \rho \leq d, \\
\tau &= \frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot [(a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - 2 \cdot (d^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} + 2 \cdot (c^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}], & b \leq \rho \leq c, \\
\tau &= \frac{3 \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a^3} \cdot [(a^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - 2 \cdot (d^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} + 2 \cdot (c^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}} - (b^2 - \rho^2)^{\frac{1}{2}}], & \rho \leq b.
\end{aligned} \tag{2.41}$$

$$\Delta_d = \frac{3 \cdot (2 - \mu) \cdot f \cdot N}{16 \cdot G \cdot a} \cdot \left[-\left(1 - \frac{P_b}{f \cdot N}\right)^{\frac{2}{3}} + 2 \cdot \left(1 - \frac{P_b - P_c}{2 \cdot f \cdot N}\right)^{\frac{2}{3}} - 2 \cdot \left(1 - \frac{P_d - P_c}{2 \cdot f \cdot N}\right)^{\frac{2}{3}} + 1 \right]. \quad (2.42)$$

При контакте шероховатых сфер смещение при действии переменной тангенциальной нагрузки определяется следующим образом.

$$\Delta = \frac{(2 - \mu) \cdot f \cdot \delta}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \left[-2 \cdot \left(1 - \frac{(P_b - P_c)}{2 \cdot f \cdot N}\right)^{2/3} - \left(1 - \frac{P_b}{f \cdot N}\right)^{2/3} - 1 \right]. \quad (2.43)$$

При переходе к модели контакта шероховатых поверхностей в пределах предварительного смещения были приняты следующие допущения:

1. Выступы шероховатого слоя имеют одинаковые радиусы кривизны при вершине.
2. Коэффициент трения одинаков по всему контакту
3. Все силы считаются лежащими в плоскости контактирования для предотвращения появления момента.

Поскольку все микронеровности реальной шероховатой поверхности имеют различную высоту и форму, то при нагружении контакта сжимающей силой, они сжимаются по разному. Менее сжатые выступы во время предварительного смещения начнут вступать в скольжение раньше, в то время как наиболее сжатые будут сдвигаться упруго. Переход таких выступов в скольжение определяется их предельным смещением, зависящим от величины сжатия. Поэтому скольжение всего контакта не начнется, пока не вступит в скольжение наиболее сжатый выступ. Именно проскальзыванием микровыступов шероховатого слоя объясняется диссипация энергии в упругом контакте твердого тела.

Величина полного сдвигающего усилия имеет вид:

$$P = \int_0^{n_{rm}} P_{ic} dn_r + \int_{n_{rm}}^{n_r} P_{in} dn_r, \quad (2.44)$$

где n_{rm} – число смещающихся, n_r – число всех контактирующих выступов,

$$dn_r = [A_c \cdot b \cdot v \cdot (v - 1) \cdot Z^{(v-2)} / 2\pi \cdot R_{\max}^v (r_{np} r_{non})^{1/2}], \quad (2.45)$$

где Z - расстояние от вершины максимального выступа до секущего слоя.

На каждом смещающемся выступе, контактирующем с твердой гладкой поверхностью, сдвигающее усилие P_i определяется формулой [210] для сдвига упругих эллипсоидов вдоль большого диаметра.

$$\Delta_i = \chi_m \cdot \left[\left(\frac{3 \cdot f \cdot N_i}{8 \cdot G \cdot a} \right) \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{P_{ic}}{f \cdot N_i} \right)^{2/3} \right) \right]. \quad (2.46)$$

С заменой большого полудиаметра a площадки единичного контакта и его сжимающей силы N_i по формулам Герца

$$P_{ic} = \left[(1,88 \cdot f \cdot E \cdot R_{\max}^{3/2} \cdot \frac{(\varepsilon - Z)^{3/2}}{(1 - \mu^2) \cdot n_{\bar{o}}^{3/2}}) \right] \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta_{xi} \cdot (1 - \mu) \cdot n_a \cdot n_{\bar{o}}}{\chi_m \cdot f \cdot R_{\max} \cdot (\varepsilon - x)} \right)^{3/2} \right] \cdot \left(\frac{r_{np} \cdot r_{non}}{r_{np} + r_{non}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.47)$$

где χ_m - коэффициент, соответствующий отношению определяемого тангенциального сдвига к сдвигу тел с коэффициентом Пуассона $\mu = 0$ и круговой контактной зоной с диаметром равным максимальному диаметру эллиптической контактной зоны определяется из диаграмм [79]; n_a и $n_{\bar{o}}$ - коэффициенты, зависящие от главных кривизн соприкасающихся тел и угла между их плоскостями [156]; Δ_{xi} - текущее значение смещения выступа; ε - относительное сближение максимального выступа.

$$\text{При} \quad \begin{aligned} a > b \quad \frac{a^2}{b^2} &= \left(\frac{n_a}{n_{\bar{o}}} \right)^2, \\ a < b \quad \frac{a^2}{b^2} &= \left(\frac{n_{\bar{o}}}{n_a} \right)^2. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Сдвигающее усилие на проскальзывающем выступе равно

$$P_{in} = f \cdot N_i. \quad (2.49)$$

Уровень m вершин выступов, разграничивающий смещающиеся и проскальзывающие выступы, определяется из условия (2.49) с заменой величины пятна контакта по Герцу:

$$m = \varepsilon_m - \frac{\Delta_{xi} \cdot (1 - \mu) \cdot n_a \cdot n_{\bar{o}}}{\chi_m \cdot f \cdot R_{\max}}. \quad (2.50)$$

Тогда выражение (2.44) примет вид

$$P = \left[\int_0^m P_{ic} \cdot Z^{(\nu-1)} dZ + \int_m^{\varepsilon_m} P_{in} \cdot Z^{(\nu-2)} dZ \right] \cdot \frac{A_c \cdot b \cdot \nu \cdot (\nu-1)}{2 \cdot \pi \cdot R_{\max}^{\nu}} \cdot (r_{np} + r_{non})^{\frac{1}{2}}. \quad (2.51)$$

Интегрируя данное выражение с учетом $\frac{P}{f \cdot N} = \frac{\tau}{f \cdot q}$ получено

$$\tau = f \cdot N \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta_{xi} \cdot (1-\mu) \cdot n_a \cdot n_{\delta}}{\chi_m \cdot f \cdot R_{\max}^{\nu} \cdot \varepsilon_m} \right)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}} \right], \quad (2.52)$$

где τ - удельное сдвигающее усилие; q - удельное сжимающее усилие.

Общее смещение Δ_m микронеровностей равно текущему значению смещения Δ_{xi} каждого выступа. Тогда из выражения (2.52) Δ_m определяется:

$$\Delta_m = \left[1 - \left(1 - \frac{\tau}{f \cdot q} \right)^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}} \right] \cdot \frac{\chi_m \cdot f \cdot \Delta_{zm}}{(1-\mu) \cdot n_a \cdot n_{\delta}}, \quad (2.53)$$

где Δ_{zm} - сближение поверхностей за счет деформации микровыступов, определяется формулой

$$\Delta_{zm} = R_{\max} \varepsilon_m \quad (2.54)$$

В случае изменения сдвигающего усилия от $+P^*$ до $-P^*$ для вывода формул смещения использовалась зависимость смещения эллипсоидов от сдвигающей силы [210]:

$$\Delta_i = 2 \cdot \left(\left(1 - \frac{P_i^* - P_i}{2 \cdot f \cdot N} \right)^{\frac{2}{3}} - \left(1 - \frac{P_i}{f \cdot N_i} \right)^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \frac{\chi_m \cdot f \cdot \Delta_{zm}}{(1-\mu) \cdot n_a \cdot n_b} \quad (2.55)$$

В случае перехода от единичной микронеровности к шероховатой поверхности формула принимает вид.

$$\Delta_m = \left(2 \cdot \left(1 - \frac{\tau_i^* - \tau_i}{2 \cdot f \cdot q} \right)^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}} - \left(1 - \frac{\tau^*}{f \cdot q} \right)^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}} \right) \cdot \frac{\chi_m \cdot f \cdot \delta}{(1-\mu) \cdot n_a \cdot n_b} \quad (2.56)$$

Смещение при изменении сдвигающего усилия от $-P^*$ до $+P^*$ может быть найдено по формуле

$$\Delta^+ = -\Delta^- \quad (2.57)$$

В случае статического знакопеременного нагружения сдвигаемого механического контакта величина рассеиваемой энергии определяется площадью петли, заключенной между кривыми нагрузки и разгрузки

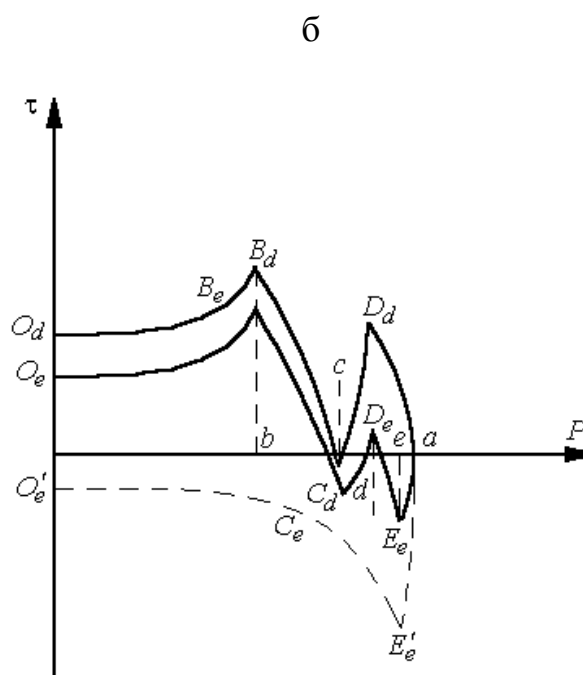
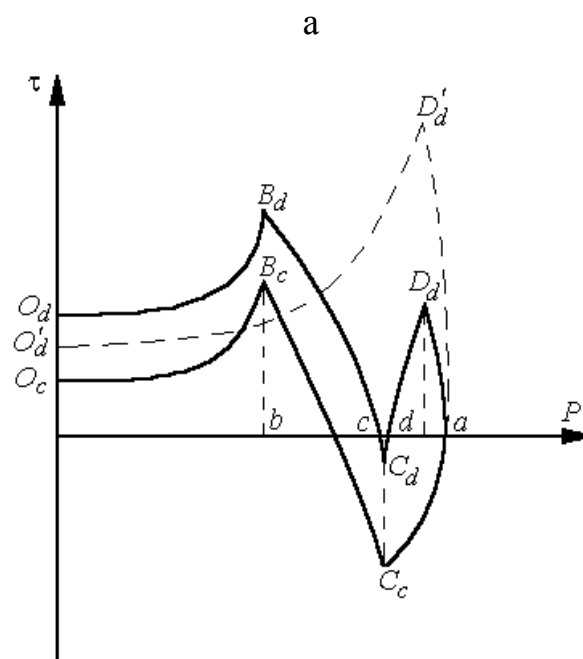


Рисунок 2.6 – Распределение касательных напряжений в зоне контакта
при соответствующих нагрузениях

2.4 Модели упругих касательных перемещений при динамическом нагружении в диссипативном контакте

Принимается, что при динамическом нагружении деформирование возникает в зоне выступов шероховатого слоя, зависимость между силой и тангенциальным смещением сопряженных тел в динамике до трения скольжения является такой же как и при статическом деформировании, так как массы шероховатого слоя весьма малы по сравнению с массой контактирующих тел [95,99,125]. Поэтому использовались зависимости статического контакта для сфер и поверхностей.

Исследовались следующие контактные пары: гладкая сфера и плоскость; шероховатая сфера и плоскость; шероховатые поверхности.

Движение одномассовой колебательной системы [99,125] (ветвь первоначального нагружения рисунок 2.5) описывается уравнением:

$$\vec{P} = f \cdot N \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{\bar{\Delta}}{\Delta_p}\right)^j\right) \quad (2.58)$$

При статическом знакопеременном тангенциальном нагружении верхнего тела, процесс контактного взаимодействия описывается петлей механического гистерезиса (рисунок 2.5).

Ветви данной петли определяются выражением

$$\bar{\vec{P}} = f \cdot N \cdot \left[\pm 2 \left(1 - \frac{\Delta^* \pm \bar{\Delta}}{2 \cdot \Delta_p}\right)^j \pm \left(1 - \frac{\Delta^*}{\Delta_p}\right)^j \pm 1\right], \quad (2.59)$$

где $\vec{P}$, $\bar{\vec{P}}$ -текущие значения касательных сил, соответствующих нисходящей ($\leftarrow$) и восходящей ($\rightarrow$) ветвям петли; $\bar{\Delta}$ -текущее значение смещений, соответствующих нисходящей ($\leftarrow$) и восходящей ($\rightarrow$) ветвям петли; Δ_p -предельное смещение для контакта гладкой сферы и плоскости, шероховатой сферы и плоскости, шероховатых поверхностей; Δ^* -амплитудное значение смещения; j -показатель степени: для контакта

шероховатых и гладких сфер равен $\frac{3}{2}$, а для контакта шероховатых поверхностей равен $\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}$.

На основе принятой физико-математической модели для случая вынужденных касательных контактных колебаний при том, что тангенциальное динамическое воздействие подчиняется следующему закону: $P \sin \omega t$ (рисунок 3.4), дифференциальное уравнение движения верхнего тела контактной пары принимает вид

$$m\ddot{\Delta} + \ddot{\Phi}(\Delta) = P \sin \omega t, \quad (2.60)$$

где m – масса образца; $\ddot{\Phi}(\Delta)$ -нелинейная функция, характеризующая восстанавливающую силу и диссипацию энергии одного периода, записывается в виде кусочно-нелинейных функций, выраженных полиномами Тейлора; P -амплитудное значение внешней вынуждающей нагрузки; ω и t -циклическая частота и время процесса. Знаки « $\rightarrow$ » и « $\leftarrow$ » относятся к активному и пассивному процессу деформирования соответственно.

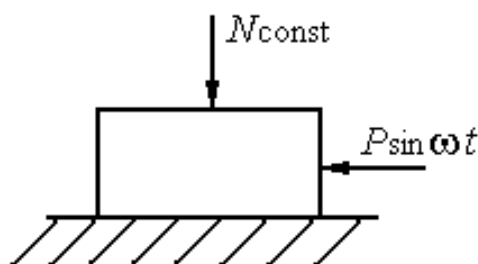


Рисунок 2.7 – Схема нагружения при тангенциальном динамическом контакте

Исходя из принятых допущений о трении в зонах проскальзывания, $\ddot{\Phi}(\Delta)$ -суть уравнения (2.60), заключается в том, что восстанавливающая сила

и диссипация механической энергии определяются амплитудой смещения и не зависят от частоты процесса.

Дифференциальное уравнение (2.60) существенно нелинейным и относится к неконсервативным системам.

Решение уравнения имеет вид:

$$\Delta = \begin{cases} \sum_{n=0}^{\infty} \vec{A}_n \cdot t_1^n; 0 \leq \vec{\Delta} \leq \Delta_1; 0 \leq t_1 \leq t_1^*; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \vec{B}_n \cdot t_2^n; 0 \leq \vec{\Delta} \leq \Delta_1; 0 \leq t_2 \leq t_2^*; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \vec{D}_n \cdot t_3^n; -\Delta_2 \leq \vec{\Delta} \leq 0; 0 \leq t_3 \leq t_3^*; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \vec{E}_n \cdot t_4^n; -\Delta_2 \leq \vec{\Delta} \leq 0; 0 \leq t_4 \leq t_4^*; \\ \sum_{m=0}^{\infty} \vec{C}_m \cdot t_5^m; 0 \leq \vec{\Delta} \leq \Delta_{i+1}; 0 \leq t_5 \leq t_5^*, \end{cases} \quad (2.61)$$

где t_1 - длительность движения на первом этапе; $t_2 \dots t_5$ - длительности движения на этапах первого периода, определяемые при рассмотрении граничных условий.

Начальные условия: при $t = 0$ $-\Delta_0 = 0$; $V_0 = V_x$.

Почленно дифференцируя ряды, получаются выражения для определения скорости.

Принимая начальные условия: $A_0 = \Delta_0 = 0$; $A_1 = V_0$, коэффициенты для первой четверти периода будут находиться по формулам:

$$A_2 = \frac{\ddot{\Delta}}{2!} = -f \cdot N \cdot \frac{1 - (1 - \frac{\vec{\Delta}}{\Delta_p})^j}{2 \cdot m} + \frac{P \sin \omega t}{2 \cdot m} = \frac{P \sin \omega t}{2 \cdot m};$$

$$\begin{aligned}
A_3 = \frac{\bar{\Delta}}{3!} &= \frac{(-f \cdot N \cdot (1 - (1 - \frac{\bar{\Delta}}{\Delta_p})^j))'}{6 \cdot m} + \\
&+ \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m} = \frac{f \cdot N \cdot j \cdot (1 - \frac{\bar{\Delta}}{\Delta_p})^{j-1} \cdot (-\frac{\bar{\Delta}}{\Delta_p})}{6 \cdot m} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m} = \\
&= -\frac{f \cdot N \cdot j \cdot A_1}{6 \cdot m \cdot \Delta_p} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m};
\end{aligned} \tag{2.62}$$

$$\begin{aligned}
A_4 = \frac{\bar{\Delta}}{4!} &= \frac{(f \cdot N \cdot j \cdot (1 - \frac{\bar{\Delta}}{\Delta_p})^{j-1} \cdot (-\frac{\bar{\Delta}}{\Delta_p}))'}{24 \cdot m} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m} = \\
&= \frac{f \cdot N \cdot j}{24 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot (\frac{A_1^2}{\Delta_p} - A_2) - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};
\end{aligned}$$

Решение уравнения (2.61) будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
\Delta &= A_1 \cdot t_1 + A_2 \cdot t_1^2 + A_3 \cdot t_1^3 + A_4 \cdot t_1^4 = V_0 \cdot t_1 + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m} \cdot t_1^2 + \\
&+ (\frac{-f \cdot N \cdot j \cdot A_1}{6 \cdot m \cdot \Delta_p} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}) \cdot t_1^3 + \\
&+ (\frac{f \cdot N \cdot j}{24 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot (\frac{A_1^2}{\Delta_p} - A_2) - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m}) \cdot t_1^4.
\end{aligned} \tag{2.63}$$

Решения для остальных четвертей периода при условии, что начальными условиями каждой последующей части периода будут конечные предыдущего, находятся аналогичным образом.

Для определения смещения на каждом этапе можно ограничиться суммой первых четырех членов ряда, поскольку последующие не вносят существенных изменений в конечный результат.

Для контакта шероховатых сфер начальные условия имеют вид:

$$t = 0; \quad A_0 = \Delta_0 = 0;$$

Коэффициенты, полученные при таких начальных условиях определяются:

$$\begin{aligned}
A_1 &= V_0 \\
A_2 &= \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot (1 - (1 - \frac{A_0}{\Delta_p})^{\frac{3}{2}}) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m}
\end{aligned}$$

$$A_3 = \frac{-f \cdot N \cdot A_1}{4 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$A_4 = \frac{f \cdot N}{8 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(-A_2 + \frac{A_1^2}{4 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)\right) - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};$$

$$A_5 = \frac{3 \cdot f \cdot N}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(-A_3 + \frac{A_1^3 \cdot \Delta_p^2}{96} \cdot \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)^2 + \frac{A_1 \cdot A_2}{2 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)\right) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$B_0 = \Delta^* \quad B_1 = V_{i-1}$$

$$B_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot \left(2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - \frac{\Delta}{\Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - 1\right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m}$$

$$B_3 = \frac{-f \cdot N \cdot B_1}{4 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$B_4 = \frac{-f \cdot N}{8 \cdot m \cdot \Delta_p} \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{B_1^2}{8 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right) + B_2\right) - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};$$

$$B_5 = \frac{3 \cdot f \cdot N}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(-B_3 + \frac{B_1^3 \cdot \Delta_p^2}{96} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^2 - \frac{B_1 \cdot B_2}{4 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - B_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)\right) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$C_0 = \Delta_{i-1}; \quad C_1 = V_{i-1};$$

$$C_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot \left(2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta - C_0}{2 \Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - \frac{\Delta}{\Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - 1\right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m};$$

$$C_3 = \frac{-f \cdot N \cdot C_1}{4 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - C_0}{2 \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$C_4 = \frac{-f \cdot N}{8 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - C_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{C_1^2}{8 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta - C_0}{2 \cdot \Delta_p}\right) + C_2\right) - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};$$

$$C_5 = \frac{3 \cdot f \cdot N}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - C_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(-C_3 + \frac{C_1^3 \cdot \Delta_p^2}{96} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - C_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^2 - \frac{C_1 \cdot C_2}{4 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - C_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)\right) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$D_0 = \Delta_{i-1}; D_1 = V_{i-1};$$

$$D_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \left(2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - \frac{\Delta^*}{\Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - 1\right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m};$$

$$D_3 = \frac{-f \cdot N \cdot D_1}{4 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$D_4 = \frac{-f \cdot N}{8 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{D_1^2}{8 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right) + D_2 - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m}\right);$$

$$D_5 = \frac{3 \cdot f \cdot N}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(-D_3 + \frac{D_1 \cdot \Delta_p^2}{96} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^2 - \frac{D_1 \cdot D_2}{4 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - D_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)\right) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$E_0 = \Delta_0 = 0; E_1 = V_{i-1};$$

$$E_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \left(2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - \frac{\Delta^*}{\Delta_p}\right)^{\frac{3}{2}} - 1\right) + \frac{P \cdot \sin \omega}{2 \cdot m};$$

$$E_3 = \frac{-f \cdot N \cdot E_1}{4 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m};$$

$$E_4 = \frac{-f \cdot N}{8 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{E_1^2}{8 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right) + E_2 - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m}\right);$$

$$E_5 = \frac{3 \cdot f \cdot N}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(-E_3 + \frac{E_1^3 \cdot \Delta_p^2}{96} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^2 - \frac{E_1 \cdot E_2}{4 \cdot \Delta_p} \cdot \left(1 - \frac{\Delta^* - E_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)\right) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

Для контакта шероховатых поверхностей определяются следующим образом:

Начальные условия $t = 0$; $A_0 = \Delta_0 = 0$; $A_1 = V_0$;

$$A_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{A_0}{\Delta_p}\right)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}}\right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m};$$

$$A_3 = \frac{-f \cdot N \cdot (2 \cdot \nu + 1) \cdot A_1}{12 \cdot m \cdot \Delta_p} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$A_4 = \frac{f \cdot N \cdot (2 \nu + 1) \cdot (2 \nu - 1) \cdot A_1^2}{96 \cdot m \cdot \Delta_p^2} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m}$$

$$A_5 = \frac{f \cdot N \cdot (2 \nu + 1)}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} \cdot \left(\frac{-(2 \nu - 1) \cdot (2 \nu - 3) \cdot A_1^3}{24 \Delta_p^2} - A_3 - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m}\right)$$

$$B_0 = \Delta^*; \quad B_1 = 0;$$

$$B_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{\Delta^*}{\Delta_p}\right)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}}\right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m};$$

$$B_3 = \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m};$$

$$B_4 = \frac{-f \cdot N \cdot (2 \nu + 1) \cdot B_2}{24 \cdot m \cdot \Delta_p} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};$$

$$B_5 = \frac{-f \cdot N \cdot (2 \nu + 1) \cdot B_3}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$C_0 = 0; \quad C_1 = V_{i-1};$$

$$C_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot \left(2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta - C_0}{2 \cdot \Delta_p}\right)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}} - \left(1 - \frac{\Delta^*}{\Delta_p}\right)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}} - 1\right) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m}$$

$$C_3 = \frac{-f \cdot N \cdot (2 \nu + 1) \cdot (2 \Delta_p - \Delta)^{\frac{2 \cdot \nu - 1}{2}} \cdot C_1}{6 m (2 \Delta_p)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$C_4 = \frac{f \cdot N \cdot (2 \nu + 1) \cdot (2 \Delta_p - \Delta)^{\frac{2 \cdot \nu - 1}{2}}}{12 \cdot m \cdot (2 \Delta_p)^{\frac{2 \cdot \nu + 1}{2}}} \cdot \frac{C_2 + (2 \cdot \nu - 1) \cdot C_1^2}{4 \cdot (2 \cdot \Delta_p - \Delta)^*} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};$$

$$C_5 = \frac{-f \cdot N \cdot (2\nu+1) \cdot (2\Delta_p - \Delta)^{\frac{2\nu-1}{2}}}{20 \cdot m \cdot (2 \cdot \Delta_p)^{\frac{2\nu+1}{2}}} \cdot (C_3 + \frac{(2 \cdot \nu - 1)(2 \cdot \nu - 3) \cdot C_1^3}{24 \cdot (2 \cdot \Delta_p - \Delta)^2} + \frac{(2 \cdot \nu - 1) \cdot C_1 \cdot C_2}{2 \cdot (2 \cdot \Delta_p - \Delta)}) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$D_0 = \Delta_{i-1}; D_1 = 0;$$

$$D_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} \cdot (-2 \cdot (1 - (\frac{\Delta + D_0}{2 \Delta_p})^{\frac{2\nu+1}{2}} + (1 - \frac{\Delta}{\Delta_p})^{\frac{2\nu+1}{2}} + 1)) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m}$$

$$D_3 = \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$D_4 = \frac{-f \cdot N \cdot (2 \cdot \nu + 1) \cdot D_2}{24 \cdot m \cdot \Delta_p} - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m};$$

$$D_5 = \frac{-f \cdot N \cdot (2 \cdot \nu + 1) \cdot D_3}{40 \cdot m \cdot \Delta_p} - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120 \cdot m};$$

$$E_0 = \Delta_0 = 0; E_1 = V_{i-1};$$

$$E_2 = \frac{-f \cdot N}{2 \cdot m} (-2 \cdot (1 - \frac{\Delta + E_0}{2 \cdot \Delta_p})^{\frac{2\nu+1}{2}} + (1 - \frac{\Delta}{\Delta_p})^{\frac{2\nu+1}{2}} + 1)) + \frac{P \cdot \sin \omega t}{2 \cdot m};$$

$$E_3 = \frac{-f \cdot N \cdot E_1}{6 \cdot m \cdot (2 \cdot \Delta_p)^{\frac{2\nu+1}{2}}} \cdot (2 \cdot \nu + 1)(2 \cdot \Delta_p - D_0)^{\frac{2\nu+1}{2}} + \frac{P \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{6 \cdot m}$$

$$E_4 = \frac{f \cdot N}{24 \cdot m \cdot (2 \cdot \Delta_p)^{(2\nu+1)/2}} \cdot (2\nu+1)(2\Delta_p - D_0)^{\frac{2\nu-1}{2}} \cdot (-E_2 + \frac{(2 \cdot \nu - 1) \cdot E_1^2}{2 \cdot (2 \cdot \Delta_p - D_0)}) - \frac{P \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t}{24 \cdot m}$$

$$E_5 = \frac{f \cdot N}{20 \cdot m \cdot (2 \cdot \Delta_p)^{\frac{2\nu+1}{2}}} \cdot (2 \cdot \nu + 1)(2 \cdot \Delta_p - D_0)^{\frac{2\nu-1}{2}} \cdot (-E_3 - \frac{(2 \cdot \nu - 1) \cdot (2 \cdot \nu - 3) \cdot E_1^3}{24(2\Delta_p - D_0)^2} + \frac{(2 \cdot \nu - 1) \cdot (E_2 + E_1 \cdot E_2)}{6 \cdot (2 \cdot \Delta_p - D_0)}) - \frac{P \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t}{120m}$$

Изучение затухающих и вынужденных контактных колебаний тангенциального направления проводилось, когда контактная пара находилась под действием нормального статического усилия поджатия

$N = \text{const}$. В реальных соединениях такое условие практически не

встречается.

Сопряжения деталей машин работают под действием изменяющихся во времени нормальной и тангенциальной составляющих внешнего динамического воздействия.

При расчете контактных смещений тангенциального направления необходимо учитывать в каждый момент времени действие динамического нормального контактного колебательного процесса.

В случае произвольного направления динамической силы к плоскости нормального статически поджатого контакта, в каждый момент времени нормальное усилие N^* определяется суммой нормальной статической силы поджатия $N = \text{const}$ и динамической силы $N(x)$ изменяющейся во времени.

$$N^* = N_{\text{const}} + N(x(t)) \quad (2.58)$$

С учетом формулы (2.17) получаем

$$N^* = \bar{\bar{K}}_1 \bar{\bar{x}} + \bar{\bar{K}}_2 \bar{\bar{x}}^2 + \bar{\bar{K}}_3 \bar{\bar{x}}^3 + N_{\text{const}} \quad (2.59)$$

Полученное решение, в общем случае, позволяет учесть влияние нормальных перемещений и нагрузки в каждый конкретный момент времени на касательные смещения в упругом диссипативном контакте.

Выводы

Во 2 главе рассмотрена универсальная динамическая модель упругого диссипативного контакта в условиях трения покоя [125]. Данная модель положена в основу уточненного метода расчета конусных соединений с учетом динамических контактных параметров.

При проведении расчетов использовались:

1. Физико-математическая модель упругого нормального контактного взаимодействия гладких и шероховатых сфер и поверхностей, которая основана на уже имеющихся решениях статических контактных задач.
2. Физическая и математическая модель упругого тангенциального контактного взаимодействия гладких и шероховатых сфер. Она позволяет учитывать диссипацию механической энергии и процессы деформирования

на площадках контакта [89,125].

Рассмотрение данных моделей позволяет уточнить формирование сил трения покоя в пределах предварительного смещения.

Изученная динамическая модель позволяет изучить процессы упругого контактного взаимодействия в пределах трения покоя при различных видах динамического нагружения.

В виду того, что невозможно применить принцип суперпозиций, выбранная динамическая модель контактных взаимодействий позволяет изучить сложное динамическое взаимодействие контактирующих поверхностей одновременно во взаимно перпендикулярных направлениях

При этом в каждый момент времени можно проследить влияние на контактные взаимодействия в тангенциальном направлении нормального колебательного процесса.

ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННО АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТА СОПРЯЖЕНИЙ ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Прецизионные конусные соединения предназначены для получения разъемных соединений с высокой степенью центрирования, в которых относительная неподвижность деталей обеспечивается только за счет сил трения, возникающих на контактных поверхностях под действием упругих деформаций, создаваемых натягом.

Прецизионные конусные соединения используются зубной имплантационной системой ANKYLOS. Они обеспечивают динамическое самостабилизирующее смыкание соединяющихся поверхностей.

В современном машиностроении широко применяются прецизионные детали с высокоточными коническими поверхностями, к которым относятся соединение деталей топливного насоса высокого давления, форсунка, конические подшипники.

3.1 Основные характеристики прецизионных конусных соединений

В прецизионных конусных соединениях величина натяга при сборке должна обеспечивать плотность стыка, поэтому необходим строгий контроль усилия затяжки, при этом она зависит не только от внешней нагрузки, но и от внутренних параметров соединения. При недостаточной затяжке снижается несущая способность соединения, при избыточной-могут появиться опасные для прочности напряжения.

При повторных затяжках положение детали меняется в результате происходящего в эксплуатации смятия посадочных поверхностей. Поэтому при необходимости выдержать определенное угловое положение в соединении вводят фиксирующие элементы.

Прессовые конусные соединения (рисунок 3.1) применяются в глухих и

редко разбираемых соединениях, затяжные - в разборных (рисунок 3.2).

Конические поверхности обрабатываются до параметров шероховатости $Ra = 0.32 \div 1.25$ мкм.

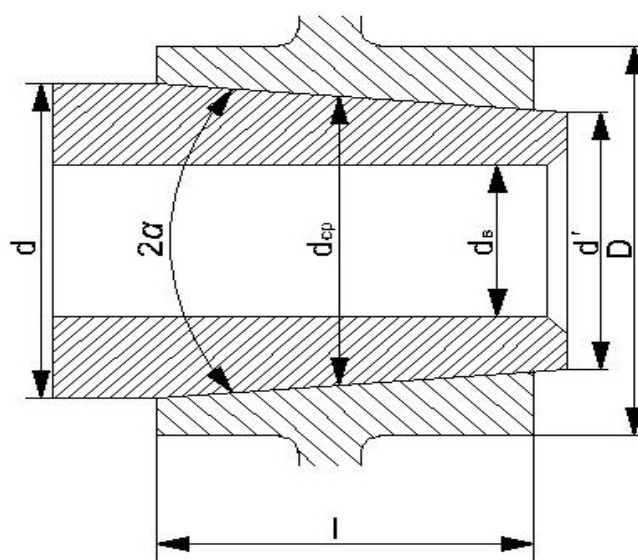


Рисунок 3.1 Конусное соединение глухое

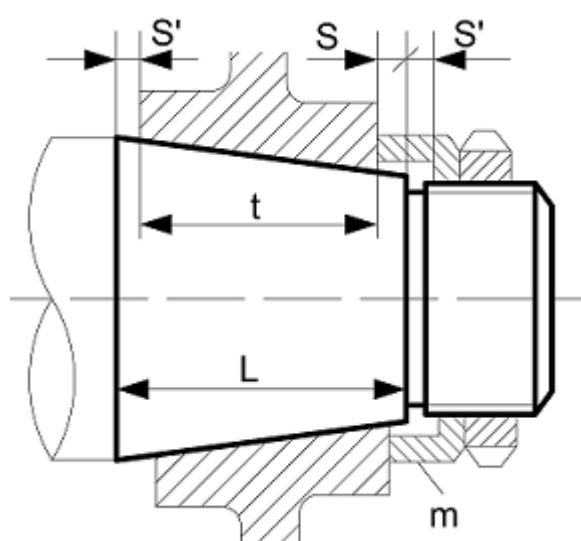


Рисунок 3.2 Конусное соединение разборное

В ответственных разборных соединениях конусы притирают по краске до получения контакта на площади не мене 80% поверхности конуса (рисунок 3.2).

Для облегчения притирки и повторных переборок целесообразно

выпускать конус вала из отверстия ступицы на величину $1,4 \div 2$ мм (рисунок 3.3). Иначе на стенках отверстия в точках q при притирке образуется кольцевая ступенька, затрудняющая перемещение ступицы вдоль вала.

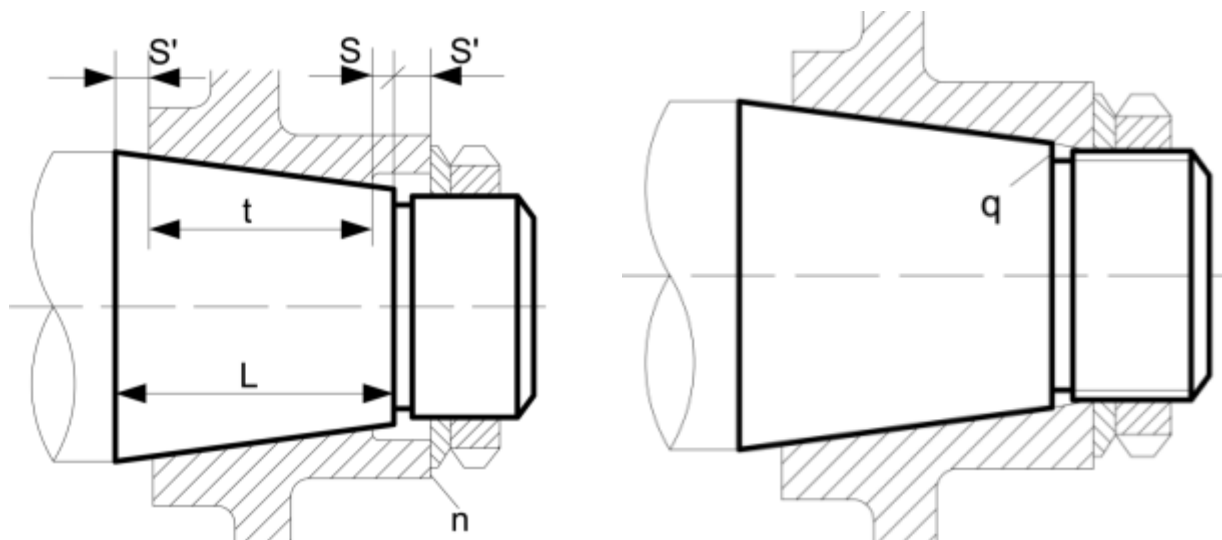


Рисунок 3.3 Конусные соединения с выпущенным конусом

Свешивающаяся часть конуса перекрывается чашечной шайбой или кольцевым выступом с запасом s' на осевое перемещение ступицы при затяжке. Учитывая возможность смятия посадочных поверхностей в эксплуатации, запас делают равным $(1,5-2)h$, где h -расчетное осевое перемещение втулки при первоначальной затяжке. Резьба вала также должна быть выполнена с запасом s' .

Во избежание уменьшения рабочей длины соединения при переборках противоположный конец конуса должен выходить за ступицу на величину не менее s' .

Таким образом длина конуса вала должна быть равна

$$L=l+s+s' \quad (3.1)$$

где l -длина рабочей поверхности ступицы.

В соединениях, подвергающихся циклическим нагрузкам, во избежание наклепа и сваривания посадочных поверхностей вводят промежуточные втулки из твердых бронз с наружной или внутренней конусностью (рисунок

3.4). В этом случае центрирование проходит по двум поверхностям, что предъявляет повышенные требования к точности изготовления втулок.

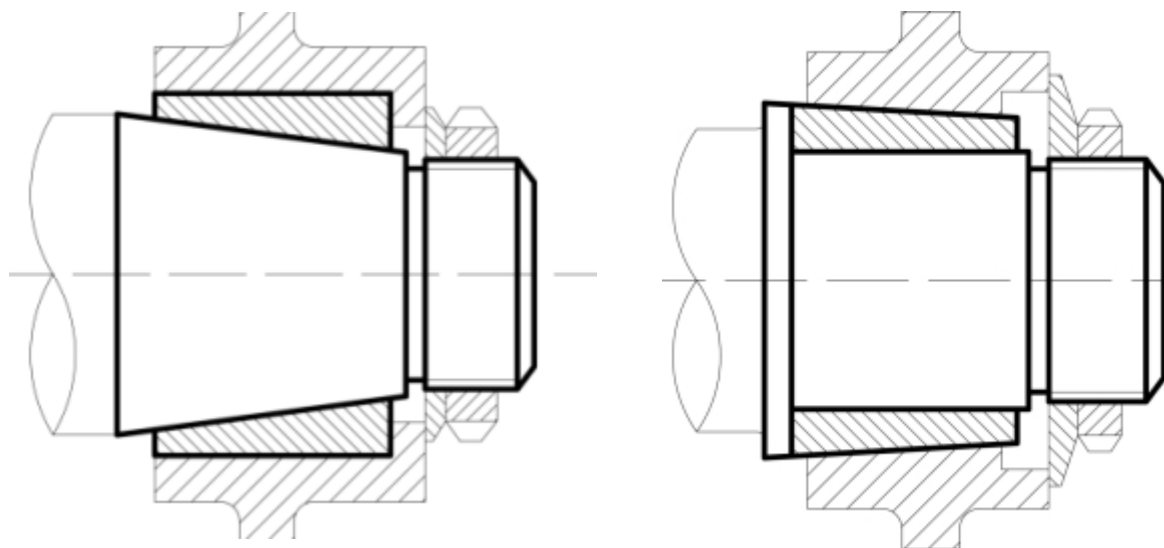


Рисунок 3.4 Конусное соединение с промежуточными втулками

При установке деталей на длинных валах, а также при необходимости регулирования в широких пределах осевого положения деталей на валу применяют затяжные втулки (рисунок 3.5)

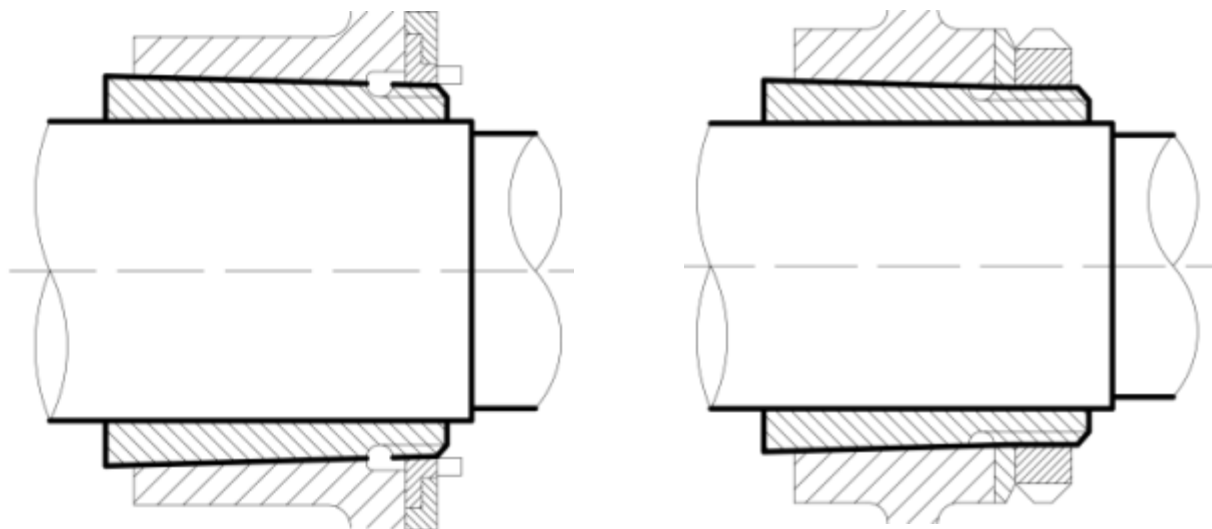


Рисунок 3.6 Конусное соединение с затяжными втулками

3.2 Инженерная методика расчета на прочность прецизионных конусных соединений

Конусностью называют отношение [47]:

$$K = \frac{d - d'}{L} = 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.2)$$

где d - большой диаметр конуса; d' - малый диаметр конуса; L - длина конуса; α - половина центрального угла (рис.3.1).

Уклоном называют отношение:

$$Y = \frac{d - d'}{2 \cdot L} = \operatorname{tg} \alpha = 0.5 \cdot K, \quad (3.3)$$

где соотношение между α , K и Y представлены на рисунке 3.7

На величину передаваемого крутящего момента конусность не оказывает влияния, если затяжка производится из условия создания в соединении расчетного натяга. С уменьшением конусности необходимая сила затяжки уменьшается, а осевое перемещение увеличивается, с увеличением конусности наоборот.

При постоянной силе затяжки с уменьшением конусности увеличивается радиальный натяг и передаваемый крутящий момент, но одновременно возрастают напряжения в сопрягаемых деталях.

Сопrotивляемость прецизионных конусных соединений осевому сдвигу не одинакова в различных направлениях. Если нагрузка направлена против вершины конуса то сдвигу препятствует сила трения на посадочной поверхности и осевая составляющая реакции упругого сжатия охватываемой детали и растяжения охватывающей.

Сила трения определяется выражением:

$$F = q_0 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot l \cdot f, \quad (3.4)$$

где q_0 - давление на посадочной поверхности; l - длина посадочной поверхности; d_{cp} - средний диаметр посадочной поверхности; f - коэффициент трения.

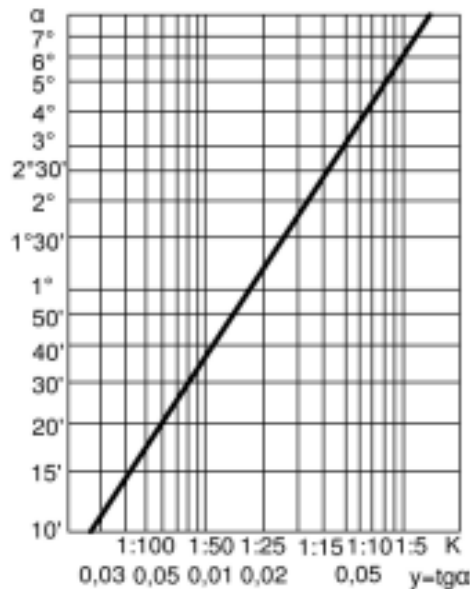


Рисунок 3.7 Зависимость между α , K и Y

Осевая сила реакции определяется формулой:

$$P_{oc} = q_0 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot l \cdot tg\alpha, \quad (3.5)$$

где α - половина угла при вершине конуса

Полная сила определяется:

$$P' = F + P_{oc} = q_0 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot l \cdot (f + tg\alpha) \quad (3.6)$$

Сдвигу в обратном направлении препятствует только сила трения. Сила упругой реакции, наоборот, способствует сдвигу.

Усилие сдвига при этом определяется:

$$P'' = F - P_{oc} = q_0 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot l \cdot (f - tg\alpha) \quad (3.7)$$

$$\frac{P''}{P'} = \frac{f - tg\alpha}{f + tg\alpha} \quad (3.8)$$

Для надежной работы соединения необходимо, чтобы отношение $\frac{P''}{P'}$

было по возможности близко к единице. Это условие выдерживается при $K < 1:50$. С увеличением K отношение $\frac{P''}{P'}$ уменьшается. При $K=1:10$ и при минимальном $f = 0,05$ сила P'' становится равной нулю, что нарушает условие самоторможения : $K = 2 \cdot tg\alpha \leq 2 \cdot f \leq 1:10$. Вместе с тем уменьшение K вызывает ряд отрицательных явлений-увеличение осевого смещения при

запрессовке, повышение чувствительности соединения к перегрузке силами P' .

3.3 Инженерный расчет несущей способности прецизионного конусного соединения

Крутящий момент, передаваемый конусным соединением, определяется:

$$M_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}^2 \cdot l \cdot q_0 \cdot f}{2}, \quad (3.9)$$

Максимальный крутящий момент, передаваемый соединением, определяется допускаемым напряжением смятия $\sigma_{\text{см}}$ на посадочных поверхностях, а также напряжениями, возникающими в валу и ступице при затяжке.

Соединения рассчитывают с запасом $n = 2 \div 2.5$, увеличивая заданный крутящий момент в n раз, или, что то же самое, снижая в n раз расчетный коэффициент трения.

Осевая сила, необходимая для создания давления q_0 определяется:

$$P_{\text{ос}} = q_0 \cdot \pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.10)$$

Подставляя в это выражение значение $q_0 \cdot f$ из уравнения (3.9) получаем:

$$P_{\text{ос}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot K}{d_{\text{ср}} \cdot f} \quad (3.11)$$

Сила затяжки $P_{\text{зат}}$ равна сумме осевой силы $P_{\text{ос}}$ и сил трения, возникающих при осевом перемещении ступицы по валу:

$$P_{\text{зат}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot K}{d_{\text{ср}} \cdot f} \cdot \left(\frac{f}{\operatorname{tg} \alpha} + 1 \right) \quad (3.12)$$

Так как $\operatorname{tg} \alpha = 0.5 \cdot K$ получаем:

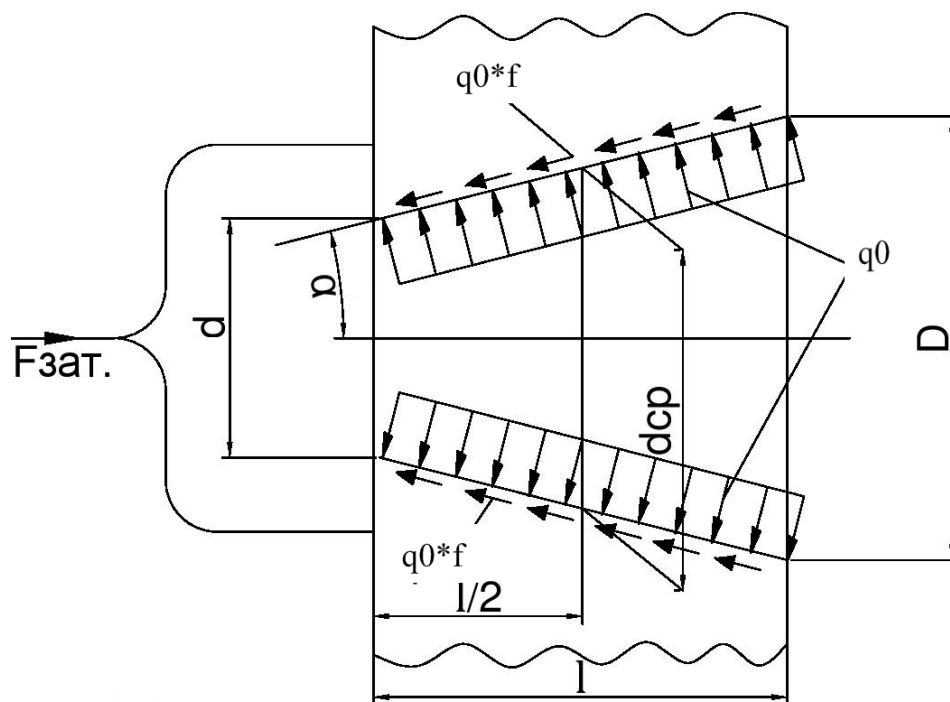


Рисунок 3.8 Расчетная схема прецизионного конусного соединения

$$P_{\text{зат}} = \frac{M_{\text{кр}}}{d_{\text{cp}}} \cdot \left(2 + \frac{K}{f}\right) \quad (3.13)$$

Сопротивление сдвигу в направлении к вершине конуса равно:

$$P_{\text{зат}} = \frac{M_{\text{кр}}}{d_{\text{cp}}} \cdot \left(2 - \frac{K}{f}\right) \quad (3.14)$$

Возникающий в соединении при затяжке диаметральный натяг, зависит от радиальной жесткости вала и ступицы и определяется по формуле Ламе [131]

$$\Delta = q_0 \cdot d_{\text{cp}} \cdot \theta, \quad (3.15)$$

где θ - коэффициент, определяемый по формуле:

$$\theta = \frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}, \quad (3.16)$$

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона для сопрягаемых деталей; E_1 и E_2 - модули упругости I рода для сопрягаемых деталей; c_1 и c_2 - коэффициенты, зависящие от параметров тонкостенности:

$$c_1 = \frac{1+a_1^2}{1-a_1^2}, \quad c_2 = \frac{1+a_2^2}{1-a_2^2},$$

где a_1 и a_2 параметры тонкостенности, определяемые по формулам:

$$a_1 = \frac{d_{\text{ср}}}{d_0}, \quad a_2 = \frac{D}{d_{\text{ср}}}$$

Максимальное напряжение сжатия определяется:

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot q_0}{1-a_1^2} \quad (3.17)$$

Максимальное напряжение разрыва равно:

$$\sigma_2 = \frac{2 \cdot k}{1-a_2^2} \quad (3.18)$$

Осевой натяг h , необходимый для получения расчетной величины Δ :

$$h = \frac{\Delta'}{K}, \quad (3.19)$$

$$\Delta' = \Delta + 2 \cdot \varphi (R_{z_1} + R_{z_2}), \quad (3.20)$$

где R_{z_1} и R_{z_2} - высота микронеровностей вала и отверстия; φ - коэффициент смятия микронеровностей.

3.4 Контактные перемещения и податливость шероховатого слоя в прецизионных конусных соединениях в пределах трения покоя в статических условиях

Все вышеизложенное относится к инженерному расчету данных соединений. Однако для ответственных соединений машин и приборов этого не достаточно. В подавляющем большинстве случаев в расчете не учитываются деформации, перемещения, напряжения, возникающие в поверхностных шероховатых слоях сопряженных деталей соединения в пределах трения покоя за счет явления предварительного смещения.

Поскольку в реальных соединениях затруднительно определить величину нормальной статической нагрузки заранее, примем за предельную силу, которое может выдержать соединение усилие затяжки.

$$N = \frac{P_{\text{зат}}}{f} \quad (3.21)$$

Номинальное контурное давление рассчитывается:

$$q_0 = \frac{N \cdot k}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l \cdot f} \quad (3.22)$$

Номинальная площадь определяется выражением:

$$A_0 = \pi \cdot d_{cp} \cdot l \quad (3.23)$$

Тогда величина нормальной нагрузки будет определяться:

$$N = q_0 \cdot A_0 \quad (3.24)$$

Фактическая площадь контакта в сопряжении определяется по формуле Хохлова [168]

$$A_{\text{факт}} = A_0 \cdot \left(\frac{q_0}{\sigma_{\tau}} \right)^{1 - \frac{q_0}{\sigma_{\tau}}} \quad (3.25)$$

В случае гладких поверхностей $A_{\text{факт}} = A_0$

Величина сближения определяется по формуле Крагельского – Демкина [79]

$$\delta = \left[\frac{5 \cdot N \cdot r^{\frac{1}{2}} \cdot (1 - \mu^2) \cdot R_{\text{max}}^{\nu}}{A_{\text{факт}} \cdot b \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_1 \cdot E} \right]^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}}, \quad (3.26)$$

где $A_{\text{факт}}$ - фактическая площадь; N - нормальное усилие поджатия; R_{max} - максимальная высота выступов шероховатого слоя; r - приведенный радиус; b, ν - параметры степенной аппроксимации кривой опорной поверхности; E - модуль упругости I рода; k_1 - постоянная интегрирования, зависящая от ν [156].

Определяем нормальную контактную податливость в сопряжении:

$$K_{\delta} = \frac{\delta}{q_0} \quad (3.27)$$

Определяем радиальную податливость деталей:

$$\lambda_1 = \frac{C_1 \cdot d}{2 \cdot E_1} \quad \lambda_2 = \frac{C_2 \cdot d}{2 \cdot E_2} \quad (3.28)$$

Номинальное контурное давление с учетом нормальной контактной

податливости будет определяться

$$q_{0\text{факт}} = \frac{\Delta}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) + K_\delta} \quad (3.29)$$

Тогда фактический диаметральный натяг будет равен

$$\Delta_{\text{факт}} = \frac{\Delta}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) + K_\delta} \cdot d_{cp} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (3.30)$$

Фактический осевой натяг определяется выражением

$$\Delta'_{\text{факт}} = \frac{\Delta}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) + K_\delta} \cdot d_{cp} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) + 2 \cdot \varphi(R_{z_1} + R_{z_2}) \quad (3.31)$$

$$h = \frac{\Delta'_{\text{факт}}}{K} \quad (3.32)$$

3.5 Динамические контактные перемещения и податливость шероховатого слоя в прецизионных конусных соединениях в условиях трения покоя

Рассмотренный в расчет в предыдущем параграфе относится к инженерному расчету данных соединений на прочность при статических условиях. Однако этого недостаточно для ответственных соединений точных приборов и машин, подверженных знакопеременным динамическим нагрузкам. При расчетах на прочность явление предварительного смещения не учитывается.

Деформации, появляющиеся в зонах фактического касания сопрягаемых деталей оказывают значительное влияние на силовые взаимодействия в фрикционном контакте. Они зависят от механических свойств, используемых в соединении материалов, параметров шероховатости их поверхностей и контурных давлений.

Жесткость сопряжения будет зависеть от упругих перемещений в пределах предварительного смещения в указанных зонах контактирования. Тогда нормальные и касательные упругие контактные перемещения оказывают существенное влияние на формирование величины натяга

соединения.

И при статической и при динамической работе соединения упругое сближение и предварительное смещение будут связаны между собой условием совместности деформаций, поэтому состояние натяга и величина его податливости, будет оказывать непосредственное воздействие на тангенциальные смещения и формирование силы трения. Исходя из вышесказанного, сначала исследуем влияние предварительного смещения на тангенциальном контакте

В рассматриваемом соединении по условию эксплуатации должно отсутствовать относительное проскальзывание. Ему препятствуют возникающие силы трения. Значение этой силы трения определяют экспериментально, и ее величина носит чисто условный характер. А именно:

$$F = \frac{\pi \div d^2}{4} \cdot k[\tau_{yc}] \quad (3.33)$$

Касательное напряжение в контакте везде параллельно прилагаемой силе и связано с нормальным напряжением законом трения Кулона $\tau = f \cdot \sigma$. Это происходит до того момента, пока силы сцепления не превышают произведение коэффициента трения f на нормальную составляющую σ , проскальзывание частиц среды контактирующих поверхностей отсутствует. Там, где они достигают предельной величины, имеется проскальзывание частиц контактирующих поверхностей.

Срыв поверхностей под действием внешней нагрузки происходит в тот момент, когда в контакте соединенных деталей упругое предварительное смещение одной шероховатой поверхности по другой переходит предельное значение Δ_p , за которым следует трение скольжение, и как следствие нарушается условие прочности и герметичности всего соединения.

Так как в реальных соединениях затруднительно определить величину нормальной статической нагрузки N заранее, принимаем за предельную силу, которую может выдержать соединение силу F , определяемую по допускаемому напряжению (3.33).

Исходя из соотношения для силы трения, находим:

$$N = \frac{F}{f} \quad (3.34)$$

Тогда, зная величину нормального статического поджатия контакта и заданные условия контактирования, находим значение предельного касательного смещения Δ_p , которое будет ограничивать трение покоя в соединении.

В случае действия произвольной внешней динамической силы упругие контактные перемещения будут происходить и в нормальном и в касательном направлении на всех поверхностях контакта прецизионного конусного соединения.

Амплитудные значения этих перемещений $\Delta^*(t), x^*(t)$ и соответствующих сил определяются согласно принятой динамической модели [97]. А затем по этим величинам производится оценка состояния конусного соединения.

Если прецизионное конусное соединение нагружено динамической или статической силой произвольного направления, то необходимо в общем инженерном расчете на прочность учесть касательную контактную податливость шероховатого слоя:

$$K_\tau = \frac{\Delta(x(t); t)}{N \cdot f} \quad (3.35)$$

Для общего случая одновременного динамического нагружения соединения как в нормальном, так и в тангенциальном направлении: $\Delta(x(t); t)$ – касательные контактные колебания, являющиеся функцией от $x(t)$ – нормальных контактных колебаний в каждый момент времени.

В случае действия только касательной динамической нагрузки на соединение контактная касательная податливость шероховатого слоя определяется следующим образом:

$$K_\tau = \frac{\Delta^*}{\tau^*}, \quad (3.36)$$

где Δ^* -амплитудное значение вынужденных касательных контактных колебаний в пределах предварительного смещения; τ^* -касательное напряжение, соответствующее Δ^* . Причем по условию прочности во избежание срыва поверхностей должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned}\Delta^* &\leq \Delta_p, \\ \tau^* &\leq \tau_{\max}.\end{aligned}\tag{3.37}$$

Кроме того, инженерная податливость прецизионного конусного соединения с натягом увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя деталей соединения.

Податливость за счет микронеровностей в контакте соединения будет определяться общим выражением:

$$K_N = \frac{x(t)}{N^*},\tag{3.38}$$

или

$$K_\sigma = \frac{x(t)}{q_0}$$

где $x(t)$ - нормальное контактное смещение, изменяющееся во времени в случае действия динамической нагрузки. Если имеется статическое нормальное нагружение, то в числителе (3.38) учитывается величина сближения δ , определяемая по формуле Крагельского–Демкина, с учетом того, что при сборке конусного соединения происходит частичное смятие шероховатостей на контактных поверхностях $\approx 0,6R_z$; N^* -нормальное усилие, в случае динамического нагружения соединения являющееся в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей и динамической силы $N(x, t)$, изменяющейся во времени. При статических или динамических условиях в знаменателе может стоять величина номинального давления в соединении q_0 с учетом динамической составляющей процесса.

Тогда, используя выражение $q_0 = \frac{\delta_n}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}$, и с учетом нормальной контактной податливости шероховатого слоя в соединении номинальное

давление будет определяться выражением

$$q_0 = \frac{\delta_n}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2 + K_\sigma)} . \quad (3.39)$$

Следовательно, номинальное давление в конусном соединении будет уменьшаться, а, следовательно, фактическая величина натяга будет так же меньше минимального расчетного значения.

Оценочные расчеты показали, что податливость конусных соединений как в нормальном, так и в касательном направлении увеличивается с учетом контактной податливости соединения. В частности, номинальное давление в соединении, а, следовательно, и величина самого минимального натяга уменьшается при различных параметрах контактирования до 30%.

3.6 Амплитудно-частотные характеристики механического контакта сопряжения прецизионного конусного соединения

В процессе изучения упругих контактных смещений в условиях вынужденных колебаний и при динамическом нагружении получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) при различных внешних условиях. Они позволяют оценить величину потерь механической энергии в контакте, и установить зоны резонанса и зоны устойчивой работы контактных пар. Это помогает создать с учетом полученных рекомендаций условно-неподвижные соединения достаточно надежными и прочными в эксплуатации.

Рассмотрим конусное соединение под действием осевой гармонической возбуждающей силы $P \sin \omega t$ в пределах трения покоя.

Используемая методика расчета контактных колебаний при динамическом воздействии в условиях вынужденных колебаний позволяет определять АЧХ в широком спектре контактных условий. Для контакта

шероховатых поверхностей конических соединений изменяемыми параметрами контактирования являлись: m -масса; N -усилие статического поджатия; P -величина вынуждающего усилия; параметры микрогеометрии поверхностного слоя верхнего движущегося тела: $R_{\max}$ -максимальная высота микронеровностей, r -приведенный радиус микронеровностей, b и ν -параметры кривой опорной поверхности; физико-механические характеристики материала: E -модуль упругости первого рода, σ -предел текучести материала поверхности.

Общие условия для всех рассмотренных случаев следующие:

$N = 10 \text{ Н}$; $m = 0,2 \text{ кг}$; $R_{\max} = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, $R_{\min} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, $b = 2$, $\nu = 2$; $P = 0,5 \text{ Н}$;
 $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\sigma = 3,6 \cdot 10^8 \text{ Па}$.

В каждом конкретном случае будет изменяться лишь один из параметров. На приведенных рисунках по оси абсцисс отражена линейная частота процессов – ν^* в герцах, а по оси ординат максимальные значения смещений – Δ в метрах.

Как показано на рисунке 3.9 рост нормальной статической контактной жесткости приводит к резкому падению поглощающей способности контакта и значительному снижению максимальных амплитуд резонансной области.

Анализируя графики, представленные на рисунке 3.10 видно, что увеличение или уменьшение шероховатости существенно влияет на картину динамических процессов в контакте сопряжения: возрастает частота, снижаются амплитуды, растет коэффициент поглощения и соответственно количество энергии, которое рассеяно контактом. Увеличение статической контактной жесткости приводит к существенному падению поглощающей способности контакта и снижению максимальных амплитуд резонансной области.

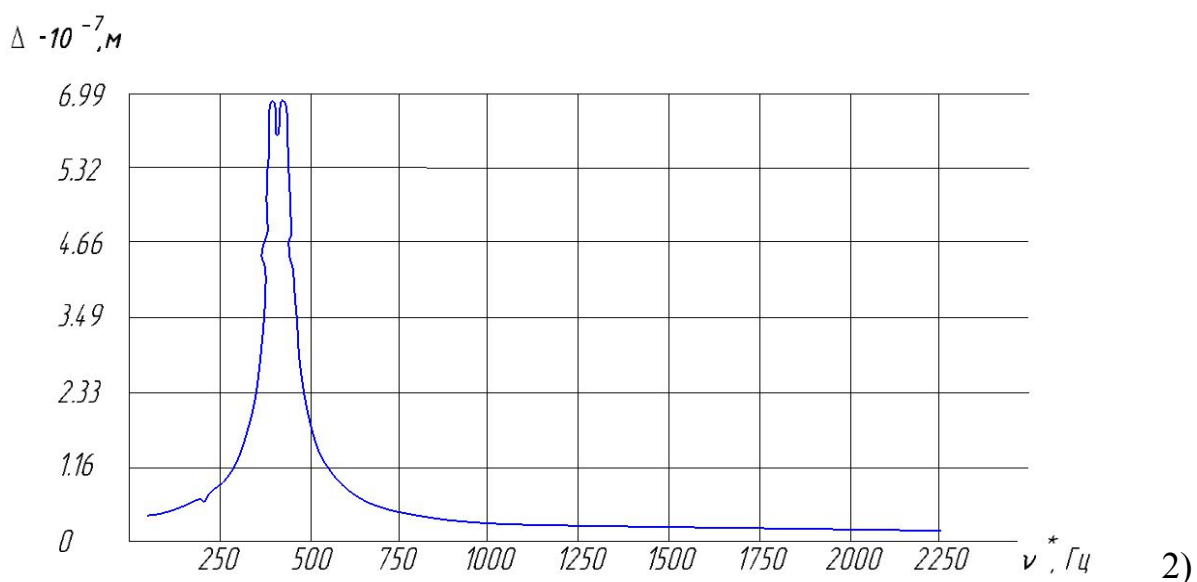
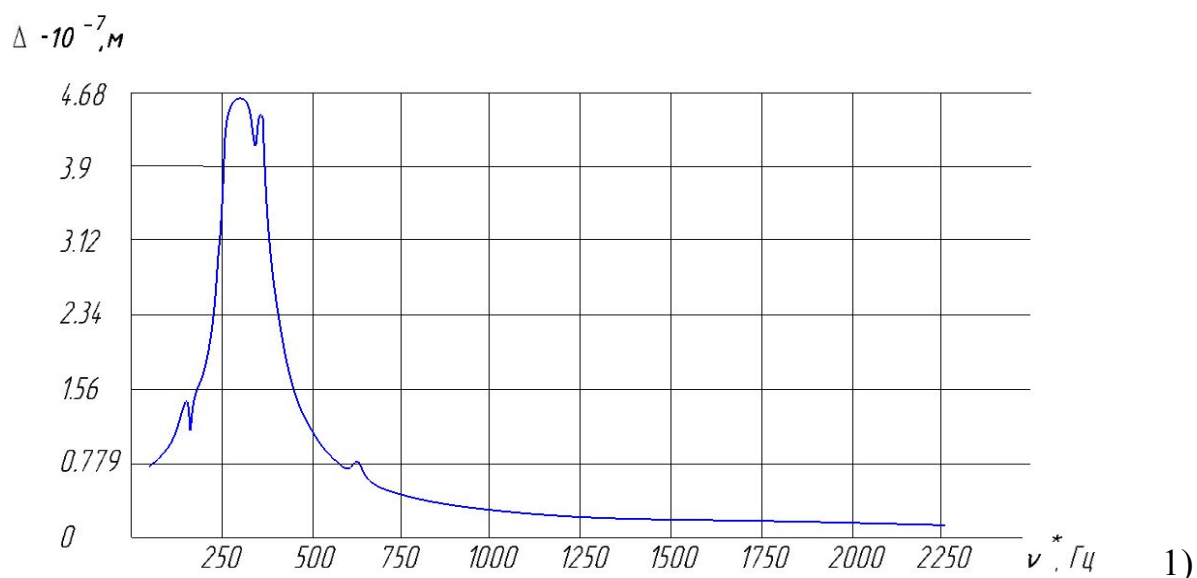


Рисунок 3.9 - АЧХ тангенциальных контактных колебаний при изменении нормального статического поджатия 1) $N = 60 \text{ Н}$; 2) $N = 10 \text{ Н}$

Важным моментом является влияние параметров шероховатого слоя на касательные контактные колебания. Как видно из рисунка 3.10 при увеличении максимальной высоты микронеровностей увеличиваются резонансные амплитуды смещений и падают частоты процесса, одновременно видим рост величины рассеиваемой энергии контактом.

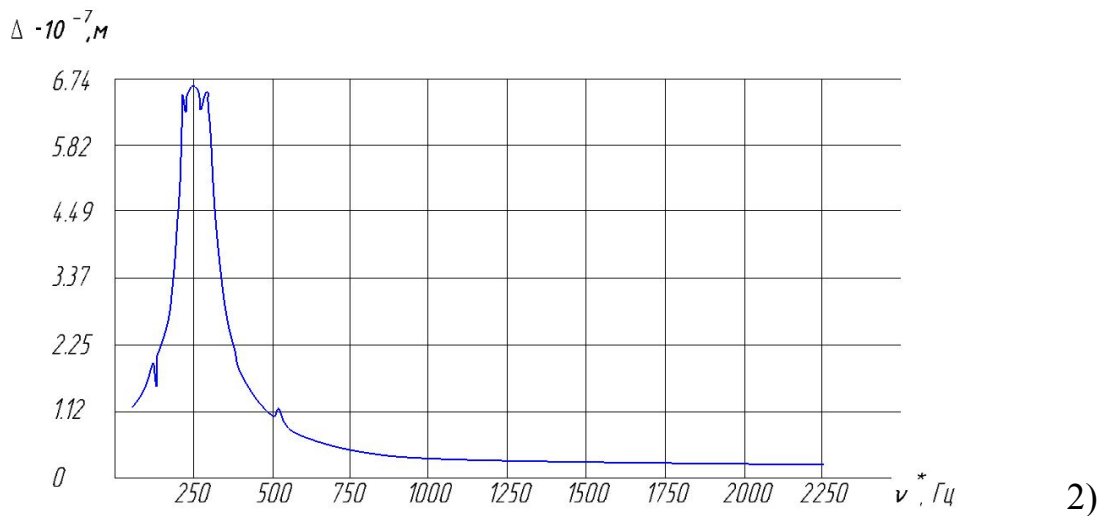
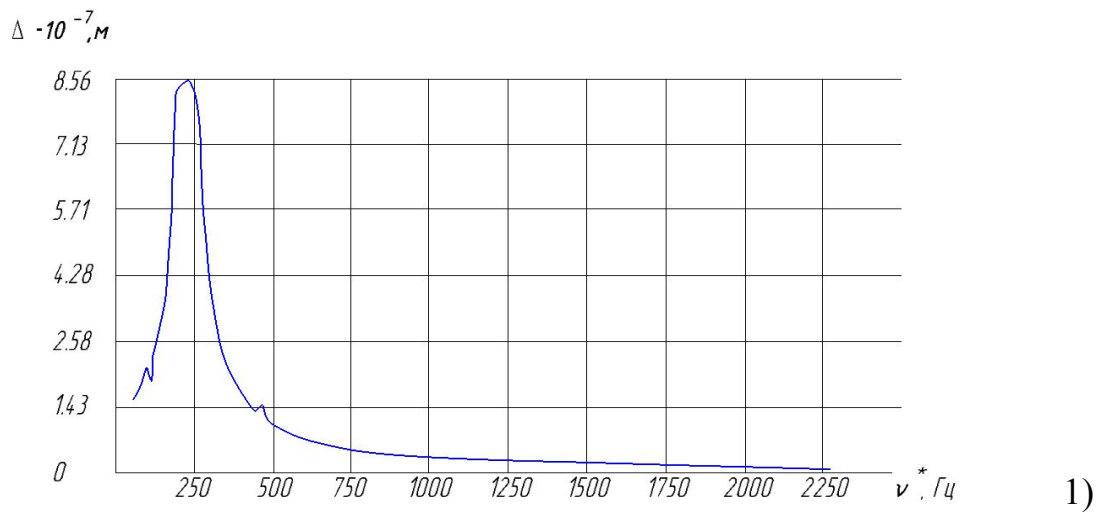


Рисунок 3.10 - АЧХ тангенциальных контактных колебаний при различных параметрах микрогеометрии: 1) $R_{\max} = 1.75 \cdot 10^{-5}$ м, $r = 10^{-4}$ м;

2) $R_{\max} = 7.5 \cdot 10^{-6}$ м, $r = 1.8 \cdot 10^{-4}$ м.

3.7 Контактная податливость прецизионного конусного соединения

Рассмотрим соединение, нагруженное гармонической возбуждающей силой $P \sin \omega t$, направленной перпендикулярно оси соединения - в случае определения нормальной контактной податливости K_{σ} и по оси соединения - при изучении касательной контактной податливости K_{τ} .

Исследовалось влияние следующих параметров контактирования на работу сопряжения: коэффициента трения обеих поверхностей соединения f ; геометрических характеристик контактирующих шероховатых

поверхностей: $R_{\max}$ - максимальной высоты микронеровностей, приведенного радиуса микронеровностей r , параметров кривой опорной поверхности b и v .

При изучении были выбраны следующие геометрические и физико-механические характеристики: статическое осевое усилие $N = 20$ кН; геометрические размеры соединения: $d = 61,75$ мм, $l = 70$ мм; коэффициент запаса прочности $k = 1,5$; физико-механические характеристики материала соединения: предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа, модуль упругости 1-го рода $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; коэффициент трения поверхностей $f = 0,1$; параметры микрогеометрии контактирующих поверхностей (1) и (2): $v_1 = 1,85$, $v_2 = 1,8$, $b_1 = 1,8$, $b_2 = 0,95$, $R_{a_1} = 0,32 \cdot 10^{-6}$ м, $R_{a_2} = 0,63 \cdot 10^{-6}$ м, $r_1 = 370 \cdot 10^{-6}$ м, $r_2 = 180 \cdot 10^{-6}$ м.

Расчеты нормальной и тангенциальной контактной податливости сопряжения с учетом динамической составляющей проводились при изменении какого-либо одного из параметров при сохранении прочих равных условий контактирования.

Практическую ценность имеют результаты влияния на контактную податливость сопряжения коэффициента трения. Из рисунка 3.11 видно, что с возрастанием коэффициента трения возрастает статическая и динамическая контактная податливость сопряжения. Это обусловлено ослаблением контакта за счет изменения условий трения.

Увеличение значений максимальной высоты микронеровностей приводит к увеличению контактной податливости сопряжения как нормальном, так и в касательном направлениях (рисунок 3.12 и 3.13).

Рассмотренная динамическая модель упругого контактного взаимодействия применительно к прецизионным конусным соединениям позволяет рассчитывать на прочность и жесткость реальные соединения с учетом протекающих в контакте процессов.

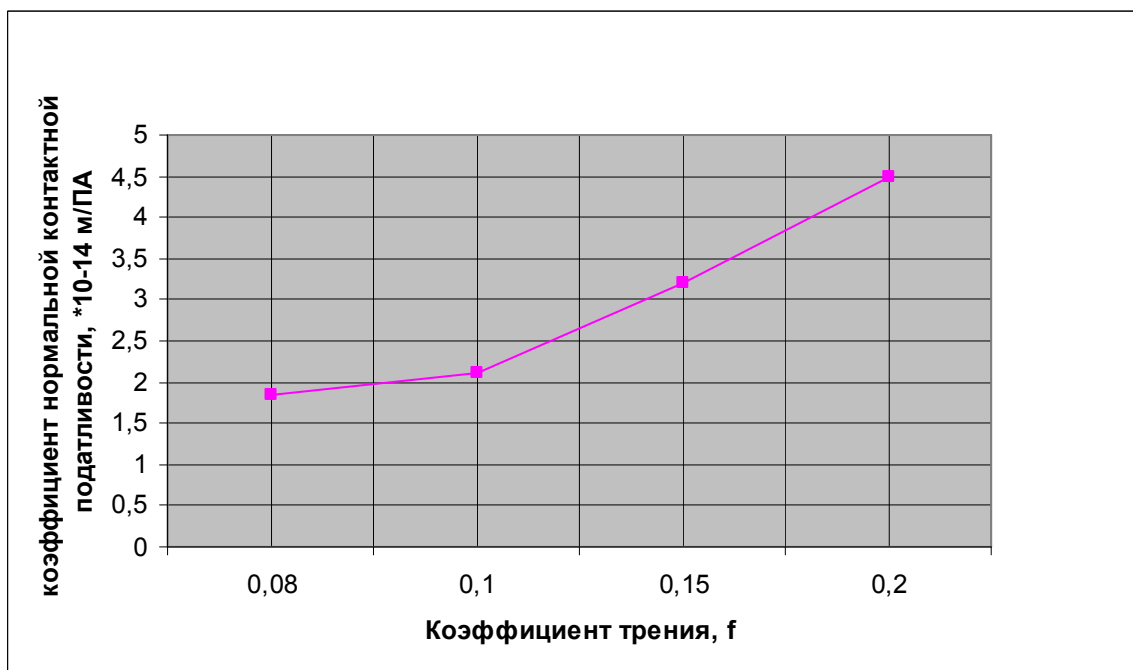


Рисунок 3.11 – Изменение коэффициента нормальной контактной податливости при различных коэффициентах трения



Рисунок 3.12 – Изменение коэффициента нормальной контактной податливости при различных параметрах микрогеометрии

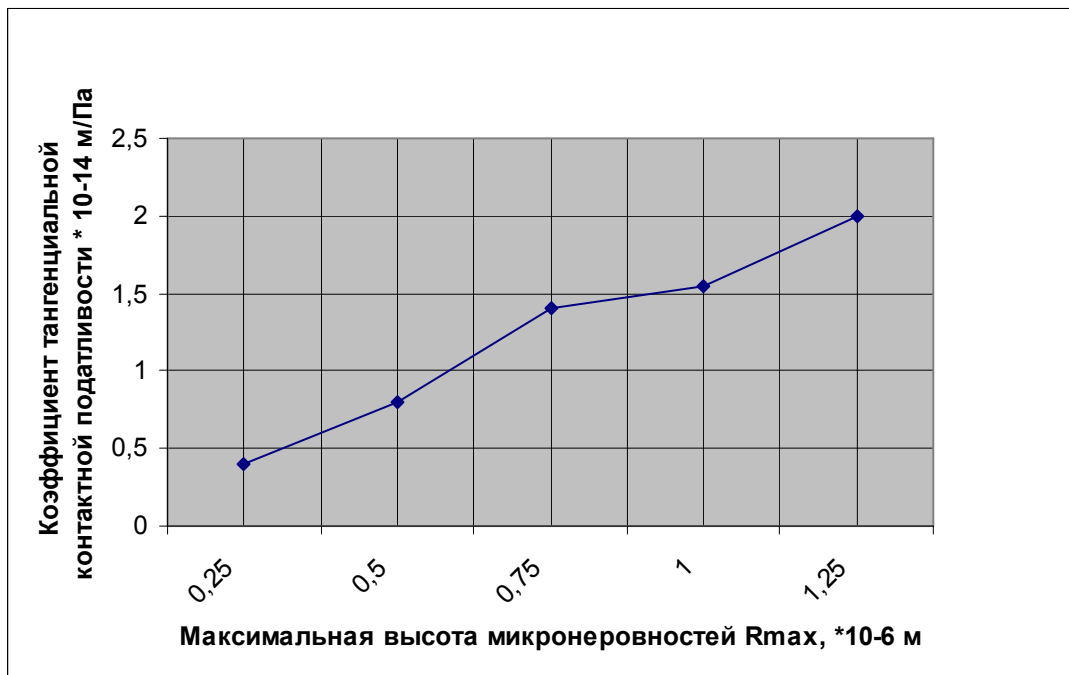


Рисунок 3.13 – Изменение коэффициента тангенциальной контактной податливости при различных параметрах микрогеометрии поверхностей соединения

3.8 Сравнение инженерного расчета прецизионного конусного соединения и расчета с учетом контактной податливости

В качестве примера был произведен оценочный расчет стального конусного соединения с учетом контактной податливости.

Исходные данные:

$$M_{\text{кр}} = 1000 \frac{H}{\text{м}},$$

$$d = 60 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$d' = 63 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$l = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$K = 0.05,$$

$$f = 0.1,$$

$$E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па},$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0.3,$$

$$R_{\max} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$R_{z_1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$R_{z_2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$\sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\varphi = 0.5,$$

$$b = 4.359,$$

$$k_1 = 0.066,$$

$$\nu = 3.65,$$

$$n = 2,$$

$$a_1 = 0,$$

$$a_2 = 0.647.$$

Для приведенных значений был проведен инженерный расчет и расчет с учетом контактных смещений.

Инженерный расчет

Определяем давление на посадочных поверхностях:

$$q_0 = \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot n}{\pi \cdot d_{cp}^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 1000}{3.14 \cdot (61.75 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0.1} = 47.73 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$$

Определяем коэффициенты c_1 и c_2 зависящие от параметров тонкостенности

$$c_1 = \frac{1 + a_1^2}{1 - a_1^2} = 1, \quad c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} = \frac{1 + 0.66^2}{1 - 0.66^2} = 2.54,$$

Если материалы сопрягаемых поверхностей одинаковы, то коэффициент Q определяется:

$$Q = \frac{c_1 + c_2}{E} = \frac{1 + 2.54}{2 \cdot 10^{11}} = 1.75 \cdot 10^{-11}$$

Определяем диаметральный натяг:

$$\Delta = q_0 \cdot d_{cp} \cdot Q = 47.73 \cdot 10^6 \cdot 61.75 \cdot 10^{-3} \cdot 1.75 \cdot 10^{-11} = 51.59 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Определяем осевой натяг:

$$h = \frac{\Delta + 2 \cdot \varphi \cdot (R_{z1} + R_{z2})}{K} = \frac{57.59 \cdot 10^{-6}}{0.05} = 1.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Расчет с учетом контактной податливости

Определяем номинальную площадь:

$$A_0 = \pi \cdot d_{cp} \cdot l = 3.14 \cdot 61.75 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 13.573 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Определяем фактическую площадь контакта:

$$A_{fakt} = A_0 \left(\frac{q_0}{\sigma_T} \right)^{1 - \frac{q_0}{\sigma_T}} = 13.573 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{47.73 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6} \right)^{1 - \frac{47.73 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 4.56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Определяем величину нормальной нагрузки

$$N_0 = A_0 \cdot q_0 = 13.573 \cdot 10^{-3} \cdot 47.73 \cdot 10^6 = 647.84 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Определяем величину сближения:

$$\delta = \left[\frac{5 \cdot N_0 \cdot r^{\frac{1}{2}} \cdot (1 - \mu^2) \cdot R_{\max}^{\nu}}{A_{fakt} \cdot b \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_1 \cdot E} \right]^{\frac{2}{2 \cdot \nu + 1}} =$$
$$= \left[\frac{5 \cdot (550 \cdot 10^{-6})^{\frac{1}{2}} \cdot 2 \cdot (1 - 0.3^2) \cdot (6 \cdot 10^{-6})^{3.65} \cdot 647.84 \cdot 10^3}{4.359 \cdot 0.066 \cdot 3.65 \cdot (3.65 - 1) \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 4.56 \cdot 10^{-3}} \right]^{\frac{2}{2 \cdot 3.65 + 1}} = 2.39 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Определяем нормальную контактную податливость в соединении:

$$K_{\delta} = \frac{\delta}{q_0} = \frac{2.39 \cdot 10^{-6}}{47.73 \cdot 10^6} = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}$$

Определяем номинальное давление с учетом нормальной контактной податливости:

$$q_{0fakt} = \frac{\Delta}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) + K_{\delta}} = \frac{51.59 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot (15 \cdot 10^{-14} + 39.38 \cdot 10^{-14}) + 5 \cdot 10^{-14}} = 43.35 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Определяем фактический диаметральный натяг:

$$\Delta_{fakt} = q_{0fakt} \cdot d_{cp} \cdot Q = 43.35 \cdot 10^6 \cdot 61.75 \cdot 10^{-3} \cdot 1.75 \cdot 10^{-11} = 46.8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Определяем фактический осевой натяг:

Фактический осевой натяг определяется выражением

$$\Delta'_{fakt} = \Delta_{fakt} + 2 \cdot \varphi (R_{z1} + R_{z2}) = 46.8 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 0.5 \cdot (2 \cdot 10^{-6} + 4 \cdot 10^{-6}) = 52.8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$h_{fakt} = \frac{\Delta'_{fakt} + 2 \cdot \varphi (R_{z1} + R_{z2})}{K} = \frac{52.8 \cdot 10^{-6}}{0.05} = 1.05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Сравнивая результаты расчетов получаем, что осевой и диаметральный натяг при учете контактных смещений примерно на 15% меньше.

Данная методика дает возможность создавать условно - неподвижные соединения точных механизмов, прецизионных приборов с заранее заданными прочностными характеристиками, что в свою очередь, позволяет продлить срок их службы и облегчить эксплуатацию.

ГЛАВА 4 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Теоретические исследования направлены на изучение процессов контактного взаимодействия в сопряжениях прецизионных конусных соединений. Изучалось влияние параметров контактирования, микрогеометрии и момента затяжки на величину осевого натяга. Исследования осуществлялись в разрезе сравнения инженерного расчета и точного расчета с учетом деформаций в контакте.

Для сопряжения шероховатых поверхностей изменяемыми параметрами контактирования являлись: f - коэффициент трения; M - крутящий момент; параметры микрогеометрии поверхностного слоя: R_z - среднегеометрическая высота микронеровностей, $R_{\max}$ - максимальная высота микронеровностей, r - приведенный радиус микронеровностей, b и v - параметры кривой опорной поверхности; физико-механические характеристики материала: E - модуль упругости первого рода, σ - предел текучести материала поверхности.

Общие условия для всех рассмотренных случаев следующие:

$$d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0.05, \quad \varphi = 0.5, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

В каждом конкретном случае будет изменяться лишь один из параметров.

Рассмотрим зависимость осевого натяга от коэффициента трения в конусном соединении с одинаковыми геометрическими размерами, выполненного из различных материалов: сталь, серый чугун СЧ20, высокопрочный чугун ВЧ60 и алюминиевый сплав АК9ч.

Для стального конусного соединения

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0.05, \quad E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0.3, \\ R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \\ b = 4.359, \quad k_1 = 0.066, \quad v = 3.65, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

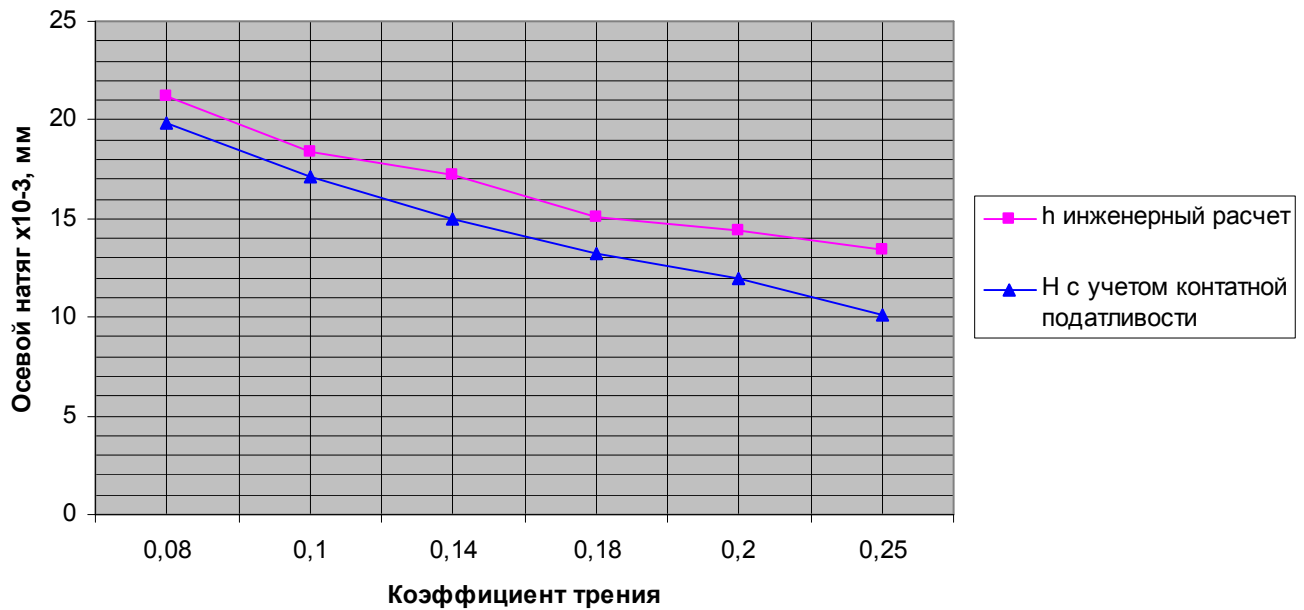


Рисунок 4.1 Зависимость осевого натяга от коэффициента трения для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте.

Как видно из приведенного графика при увеличении коэффициента трения осевой натяг уменьшается. Обусловлено это тем, что при увеличении коэффициента трения уменьшается давление на посадочных поверхностях и как следствие уменьшается осевой натяг.

Дадим оценку влияния крутящего момента на осевой натяг.

Для стального конусного соединения

$$f = 0,1, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0,05, \quad E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,3, \\ R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0,5, \\ b = 4,359, \quad k_1 = 0,066, \quad \nu = 3,65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0,647.$$

Для конусного соединения, выполненного из серого чугуна СЧ20

$$f = 0,1, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0,05, \quad E_1 = E_2 = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,23, \\ R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0,5, \\ b = 4,359, \quad k_1 = 0,066, \quad \nu = 3,65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0,647.$$

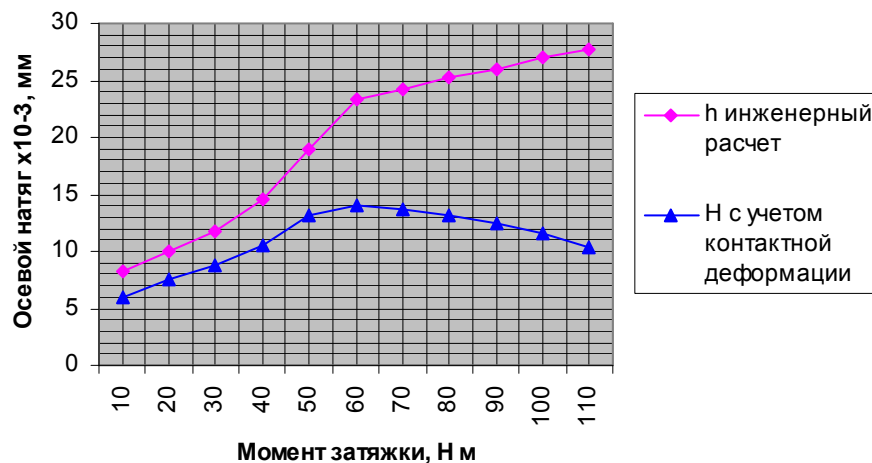


Рисунок 4.2 Зависимость осевого натяга от крутящего момента для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для стального конусного соединения).

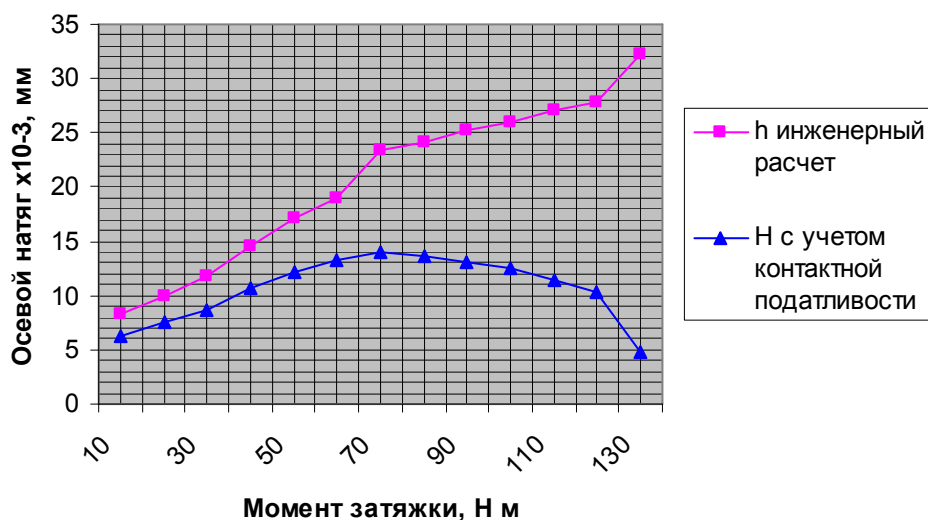


Рисунок 4.3 Зависимость осевого натяга от крутящего момента для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из серого чугуна СЧ20).

Для конусного соединения, выполненного из высокопрочного чугуна ВЧ60

$$f = 0,1, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0,05, \quad E_1 = E_2 = 18 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,27, \\ R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0,5, \\ b = 4,359, \quad k_1 = 0,066, \quad \nu = 3,65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0,647.$$

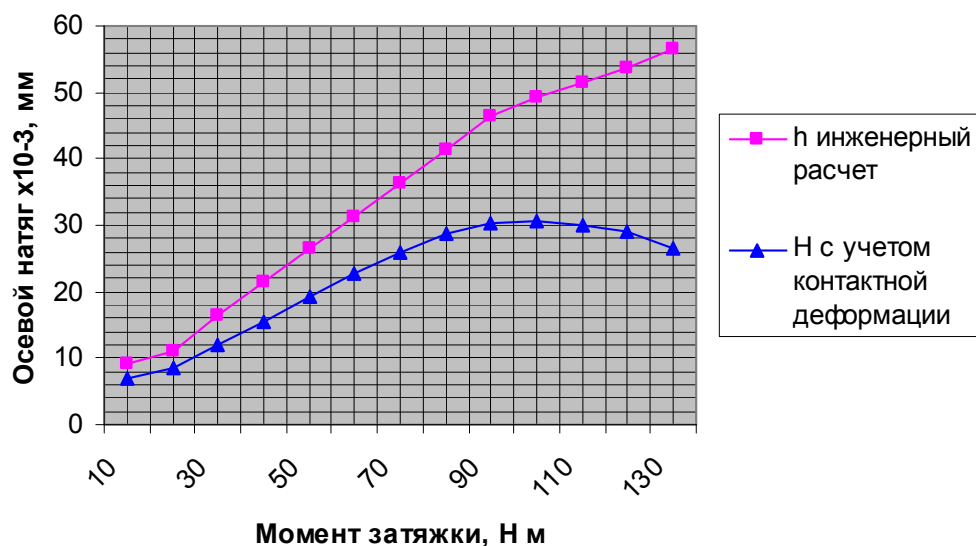


Рисунок 4.4 Зависимость осевого натяга от крутящего момента для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из высокопрочного чугуна ВЧ60).

Для конусного соединения, выполненного из алюминиевого сплава АК9ч

$$f = 0,1, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0,05, \quad E_1 = E_2 = 7 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,33, \\ R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 235 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0,5, \\ b = 4,359, \quad k_1 = 0,066, \quad \nu = 3,65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0,647.$$

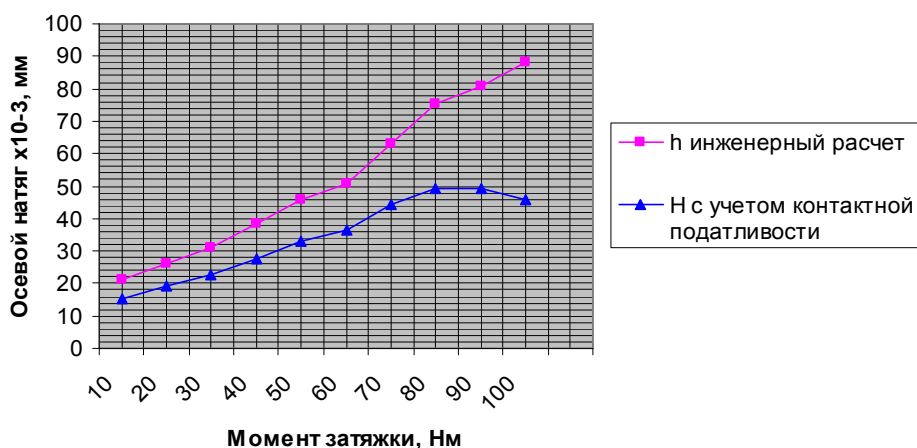


Рисунок 4.5 Зависимость осевого натяга от крутящего момента для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из алюминиевого сплава АК9ч).

Оценка влияния крутящего момента позволяет сделать следующие выводы. При инженерном расчете величина осевого натяга имеет линейную зависимость и таким образом при увеличении момента осевой натяг увеличивается прямопропорционально. При учете деформаций в контакте зависимость становится нелинейной. В этом случае наглядно можно увидеть при каком крутящем моменте произойдет срыв поверхности соединения. Это произойдет, когда контурное давление станет равным пределу текучести материала ($q_0 = \sigma_T$). В этот момент $A_0 = A_{fact}$ фактическая площадь станет равной номинальной, т.е произойдет смятие последнего выступа, при этом кривая переходит в пластическую область и осевой натяг начинает падать.

Рассмотрим, какое влияние оказывает изменение конусности на осевой натяг.

Для стального конусного соединения

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad f = 0.1, \quad E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0.3, \\ R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \\ b = 4.359, \quad k_1 = 0.066, \quad \nu = 3.65, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

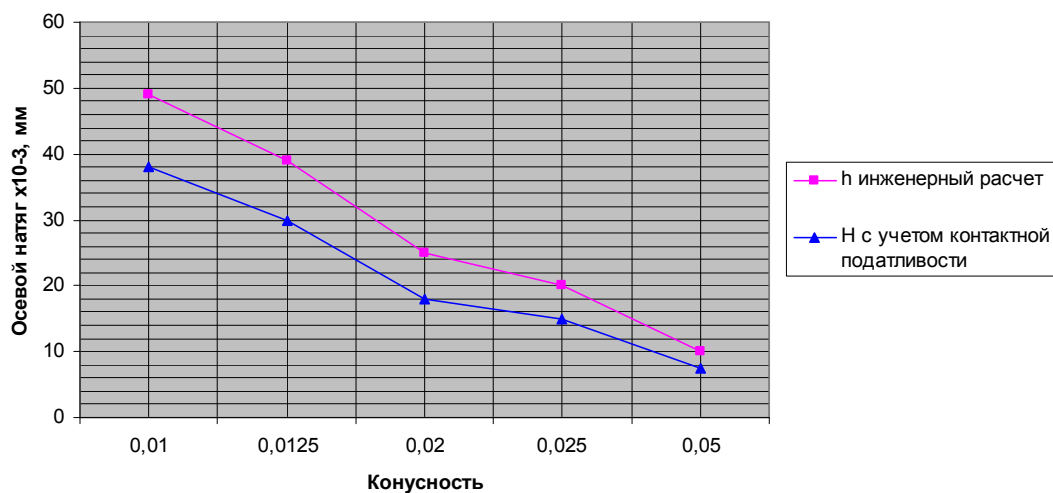


Рисунок 4.6 Зависимость осевого натяга от конусности для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для стального конусного соединения).

Для конусного соединения, выполненного из серого чугуна СЧ20

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad f = 0.1, \quad E_1 = E_2 = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0.23,$$

$$R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5,$$

$$b = 4.359, \quad k_1 = 0.066, \quad \nu = 3.65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

Для конусного соединения, выполненного из высокопрочного чугуна ВЧ60

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad f = 0.1, \quad E_1 = E_2 = 18 \cdot 10^{10} \text{ Па},$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0.27, \quad R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$\sigma_T = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \quad b = 4.359, \quad k_1 = 0.066, \quad \nu = 3.65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

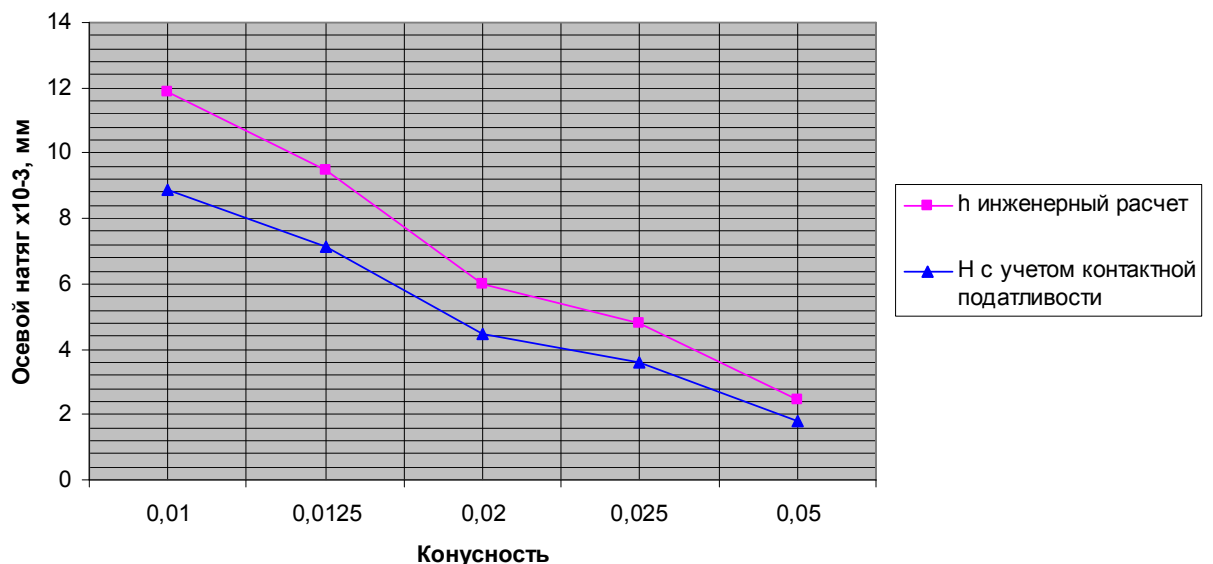


Рисунок 4.7 Зависимость осевого натяга от конусности для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из серого чугуна СЧ 20).

Для конусного соединения, выполненного из алюминиевого сплава АК9ч

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad f = 0.1, \quad E_1 = E_2 = 7 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0.33,$$

$$R_{\max 1} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z1} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad R_{z2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad r = 550 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad \sigma_T = 235 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5,$$

$$b = 4.359, \quad k_1 = 0.066, \quad \nu = 3.65 \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

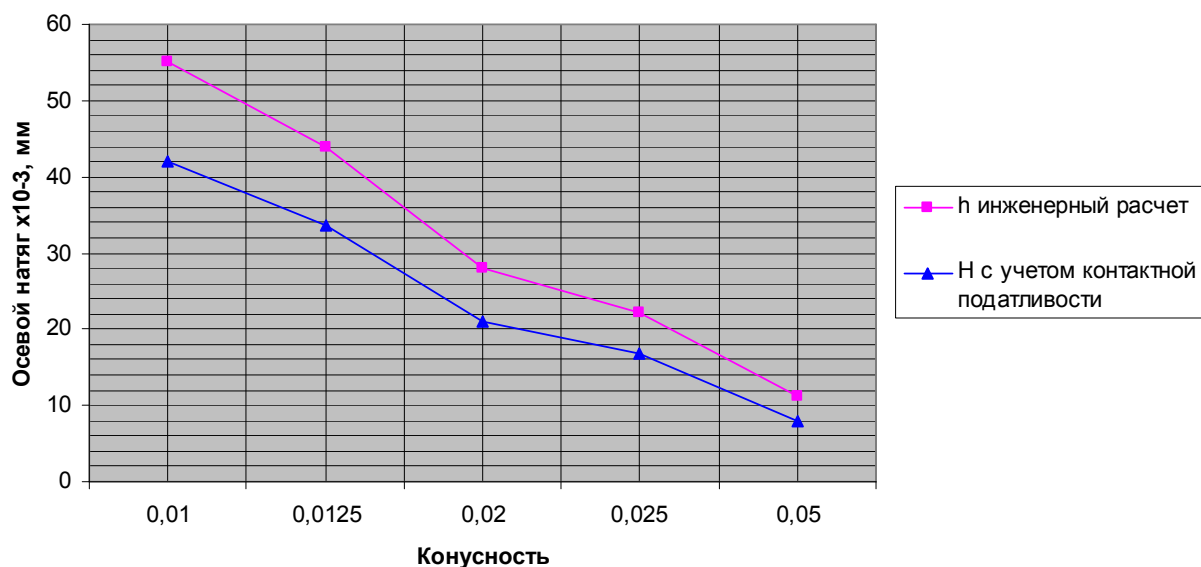


Рисунок 4.8 Зависимость осевого натяга от конусности для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из высокопрочного чугуна ВЧ 60).

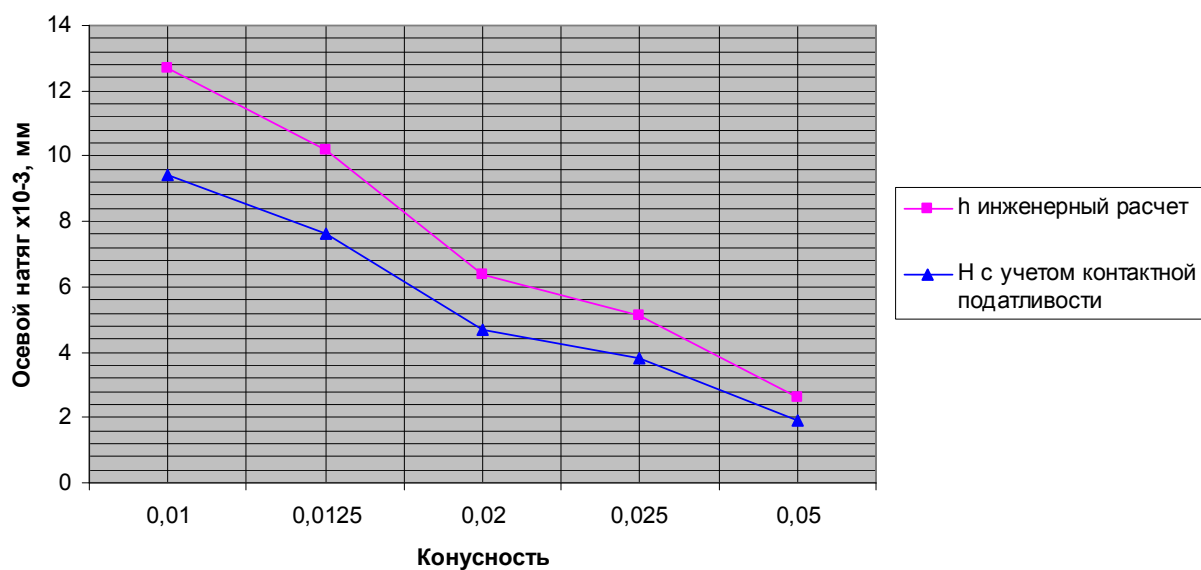


Рисунок 4.9 Зависимость осевого натяга от конусности для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из алюминиевого сплава АК9ч).

Рассматривая полученные результаты, можно сделать вывод, что при уменьшении величины конусности, происходит увеличение осевого натяга.

Это объясняется тем, что при увеличении конуса уменьшается осевая сила реакции.

Изучим влияние параметров микрогеометрии на осевой натяг

Для стального конусного соединения

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad f = 0.1, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0.05, \quad E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па},$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0.3, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \quad k_1 = 0.066, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

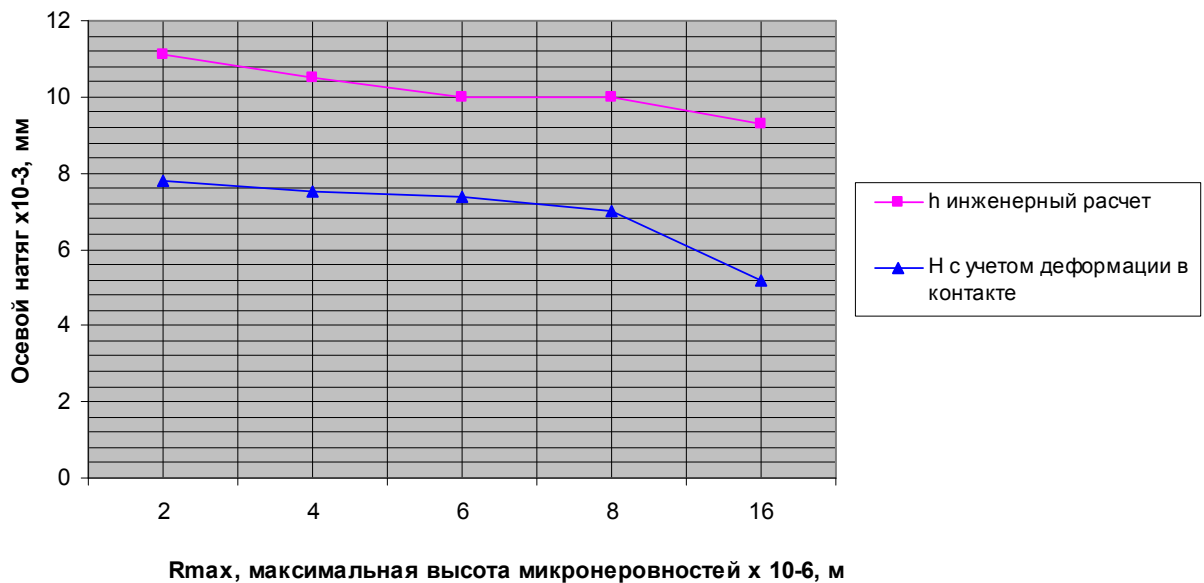


Рисунок 4.10 Зависимость осевого натяга от параметров микрогеометрии для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для стального конусного соединения).

Для конусного соединения, выполненного из серого чугуна СЧ20

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0.05, \quad E_1 = E_2 = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0.23,$$

$$f = 0.1, \quad \sigma_T = 200 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \quad k_1 = 0.066, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

Для конусного соединения, выполненного из высокопрочного чугуна ВЧ60

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d_{cp} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0.05, \quad E_1 = E_2 = 18 \cdot 10^{10} \text{ Па},$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0.27, \quad f = 0.1, \quad \sigma_T = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \quad k_1 = 0.066, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

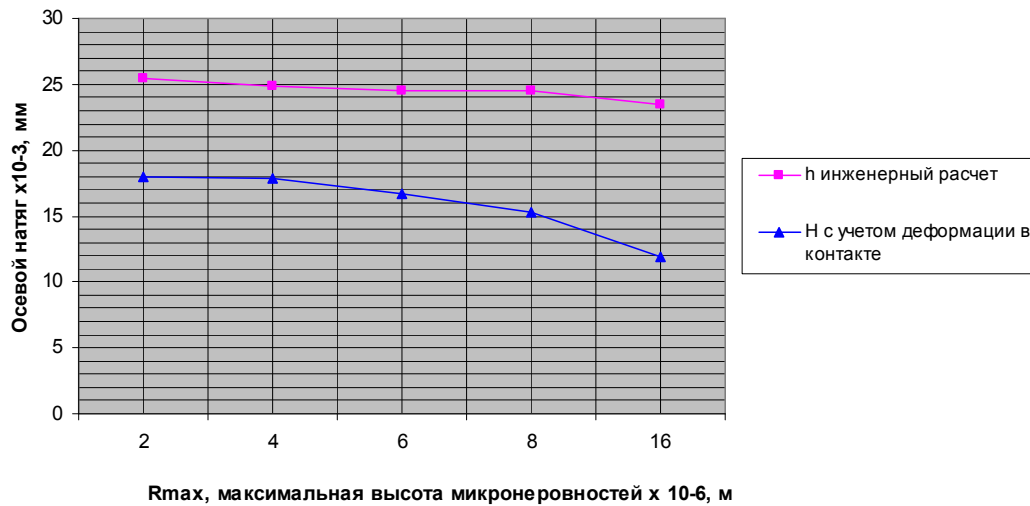


Рисунок 4.11 Зависимость осевого натяга от параметров микрогеометрии для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из серого чугуна СЧ 20).

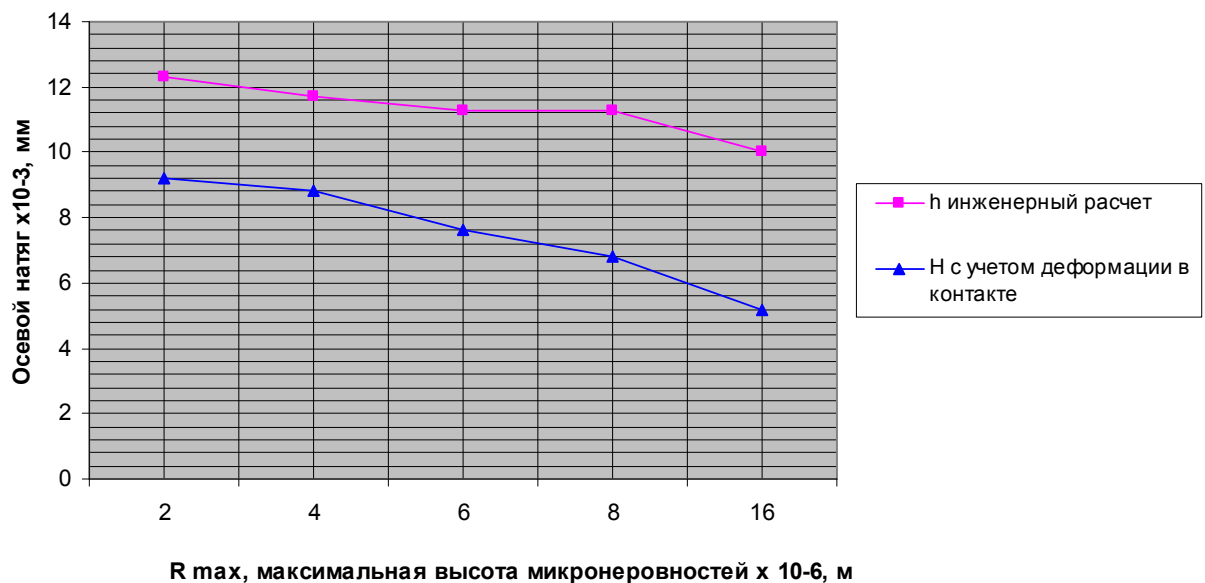


Рисунок 4.12 Зависимость осевого натяга от параметров микрогеометрии для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из высокопрочного чугуна ВЧ 60).

Для конусного соединения, выполненного из алюминиевого сплава АК9ч

$$M_{kp} = 100 \frac{H}{m}, \quad d = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad l = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad K = 0.05, \quad E_1 = E_2 = 7 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad \mu_1 = \mu_2 = 0.33,$$

$$f = 0.1, \quad \sigma_T = 235 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad \varphi = 0.5, \quad k_1 = 0.066, \quad n = 2, \quad a_1 = 0, \quad a_2 = 0.647.$$

Оценивая графики можно сделать заключение, что при увеличении параметров шероховатости осевой натяг уменьшается. При прочих равных условиях для более пластичных материалов осевой натяг меньше.

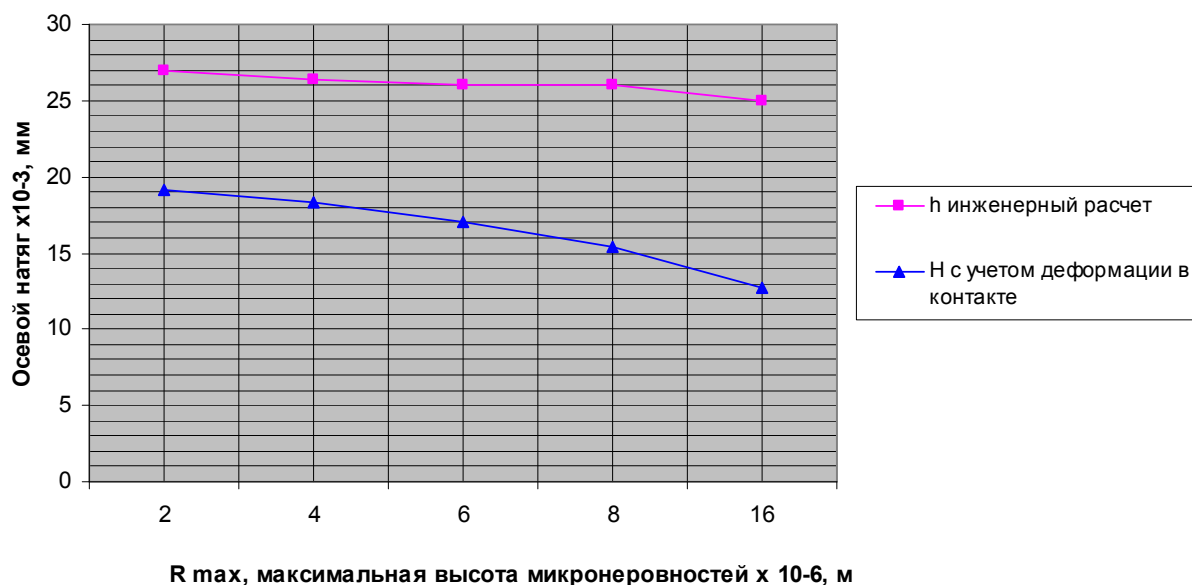


Рисунок 4.13 Зависимость осевого натяга от параметров микрогеометрии для инженерного расчета и расчета с учетом деформаций в контакте (для конусного соединения из алюминиевого сплава АК9ч).

Выводы

Основной целью работы являлась разработка уточненного инженерного метода расчета конусных соединений с учетом контактной податливости в условиях предварительного смещения.

В главе представлены результаты теоретических исследований осевого натяга в конусном соединении. Исследования проводились при изменении коэффициента трения, крутящего момента, конусности, параметров микрогеометрии.

Разработанный уточненный метод позволяет учитывать контактные деформации на стадии конструкторских разработок, осуществить анализ протекающих в контакте процессов и прогнозировать работу соединения на стадии проектирования.

ГЛАВА 5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОНТАКТА ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНУСНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ПРЕДЕЛАХ ТРЕНИЯ ПОКОЯ

До недавнего времени экспериментальные методы исследования деформаций практически не применялись по причине, связанной с проблемой точности измерений. Это стало возможно появлением методов голографической интерферометрии

5.1 Методы определения перемещений с помощью голографической интерферометрии

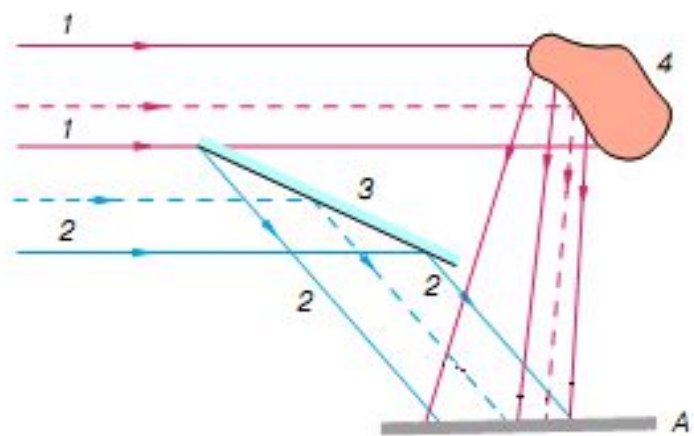
Голография это способ записи восстановления всей оптической информации, пришедшей от объекта.

Голограммы очень прочно вошли в нашу сегодняшнюю жизнь. Ежедневно мы сталкиваемся с голограммами на банкнотах, на банковских картах, на ярлыках товаров. С каждым днем голография открывает все новые и новые возможности ее использования. С помощью голографии происходит распознавание образов, интерферометрические измерения, создание голограммных оптических элементов. Голография дает возможность проведения интерферометрических измерений не только на прозрачных, но и на диффузно отражающих объектах.

Восстановленная с голограммы волна полностью соответствует рассеянной объектом при записи. Волну можно исследовать теми же оптическими методами, что и сам объект - проводить теневые интерферометрические измерения.

На практике это выглядит следующим образом, записывается голограмма какого либо короткодвижущегося объекта, а в последствии голограмму можно исследовать как если бы объект был статическим. Особенностью

голографической интерферометрии является то, что она позволяет изучать процессы как внутри оптически неоднородных сред, так и с диффузно отражающими объектами.



1 - излучение лазера; 2 - опорный пучок; 3 - зеркало; 4 - исследуемый образец; А - плоскость пластины

Рисунок 5.1 - Схема голографической записи изображения

Применение голографических принципов обработки информации позволяет создавать эффективные измерительные системы, с помощью которых информация об исследуемом объекте может быть получена из изменений как фазы, так и интенсивности световой волны рассеянной объектом. Схема подобной системы, называемой адаптивным голографическим интерферометром [67], представлена на рис. 5.2. Свойства фоторефрактивных кристаллов [177], применяемых в подобных системах как среды для регистрации голограммы, позволяют реализовать адаптивную к медленным изменениям, обусловленных дрейфом внешних условий, динамическую голографическую интерферометрию для регистрации колебаний или деформаций объекта в реальном времени.

Формирование голограммы происходит в фоторефрактивном кристалле (ФРК) титаната висмута среза (100) 7 (см. рис. 5.2) непосредственно при попадании на него оптического излучения. Дополнительной обработки (проявление, фиксация и т. п.) не требуется. Таким же образом (при помощи света) голограмма может быть стерта. Свет вызывает внутри кристалла

перераспределение зарядов, и в течение характерного времени (времени записи) устанавливается динамическое равновесие между распределениями интенсивности записывающего света и электрического заряда.

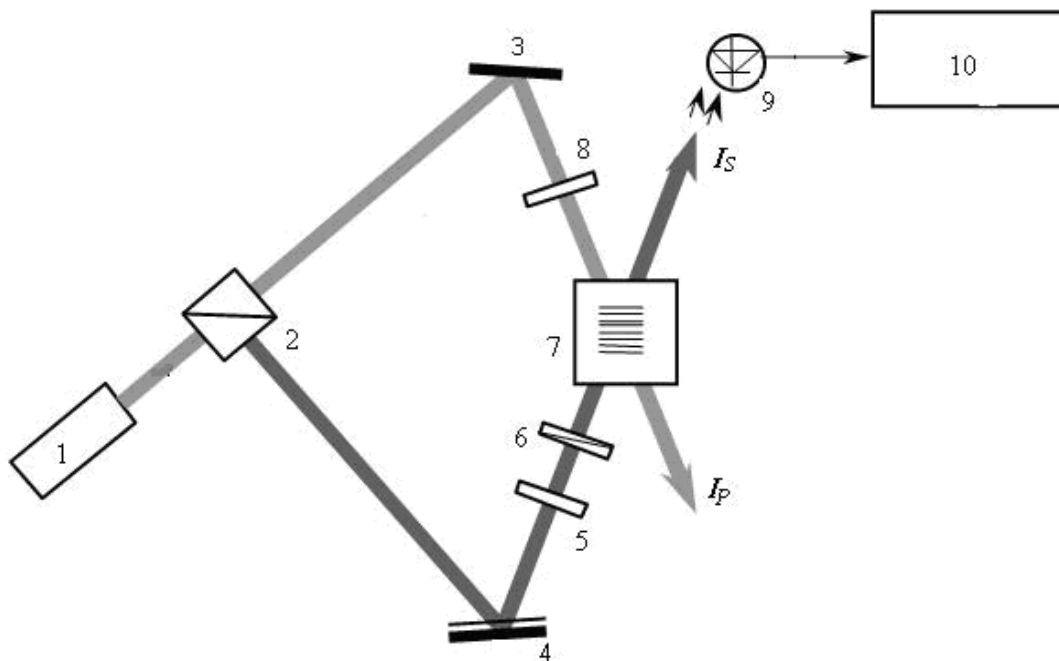


Рисунок 5.2 - Схема адаптивного голографического интерферометра: 1 – лазер; 2 - оптический делитель; 3 - неподвижное зеркало; 4 - исследуемое коническое соединение; 5, 8 - четвертьволновые пластины; 6 - поляризатор; 7 - фоторефрактивный кристалл; 9 - фотоприемник; 10 - селективный вольтметр

Если параметры световых волн, формирующих голограмму, изменяются быстро (за времена, меньшие времени записи), то голограмма не успевает следовать за ними, то есть не реагирует на изменения, вызванные воздействием исследуемого объекта. Для таких изменений голограмма будет аналогом статической голограммы, что обеспечит преобразование на ней световых волн и получение информации об объекте.

Источником оптического излучения для формирования отражательной голограммы [177] может служить He-Ne-лазер 1 с длиной волны $\lambda = 633$ нм, излучение которого делится при помощи делительного кубика 2 на два

пучка: сигнальный с интенсивностью I_S и опорный с интенсивностью I_P . Отраженный от исследуемого объекта фазово-модулированный сигнальный пучок проходит через кристалл 8, где формирует со стационарным опорным пучком динамическую отражательную голограмму. Благодаря дифракции опорного пучка на голограмме, сигнальный пучок на выходе кристалла приобретает амплитудную модуляцию по интенсивности, которая фиксируется с помощью фотоприемника 9. В качестве такого фотоприемника может использоваться фотодиод ФД256, нагруженный на сопротивление $R_l = 43$ кОм, при напряжении обратного смещения $U_0 = 10$ В [177]. Снимаемые с сопротивления нагрузки сигналы фазовой демодуляции [177] на частотах первой и второй гармоник модулирующей частоты измеряются селективным вольтметром 10 при его максимальной избирательности. Использование поляризатора 6 позволяет измерять зависимости выходного сигнала на различных гармониках в спектре модуляции сигнального пучка, от ориентации его вектора поляризации на входной грани кристалла.

В работе [177], например, адаптивный голографический интерферометр (рис. 5.3) использовался для исследования колебаний пьезокерамического зеркала на частотах 300 Гц и 3000 Гц. Типичные зависимости напряжения на фотоприемнике 9 от амплитуды колебаний зеркала показаны символами на рис. 5.3.

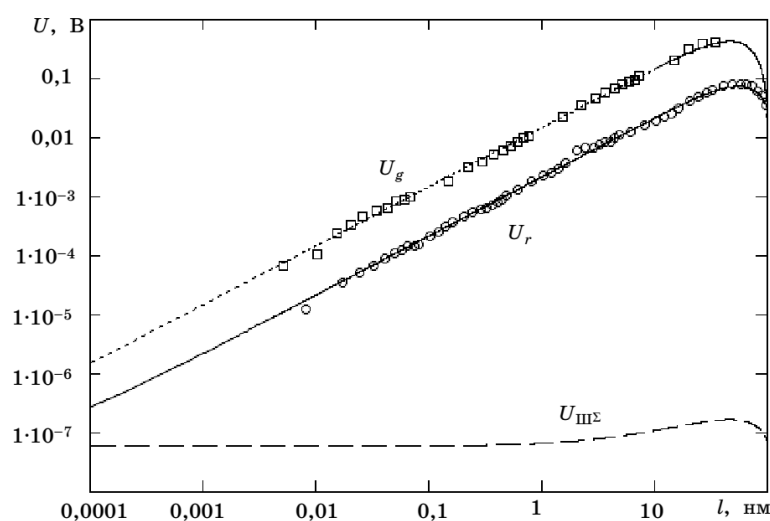


Рисунок 5.3 - Зависимость напряжения на фотоприемнике от амплитуды колебания зеркала

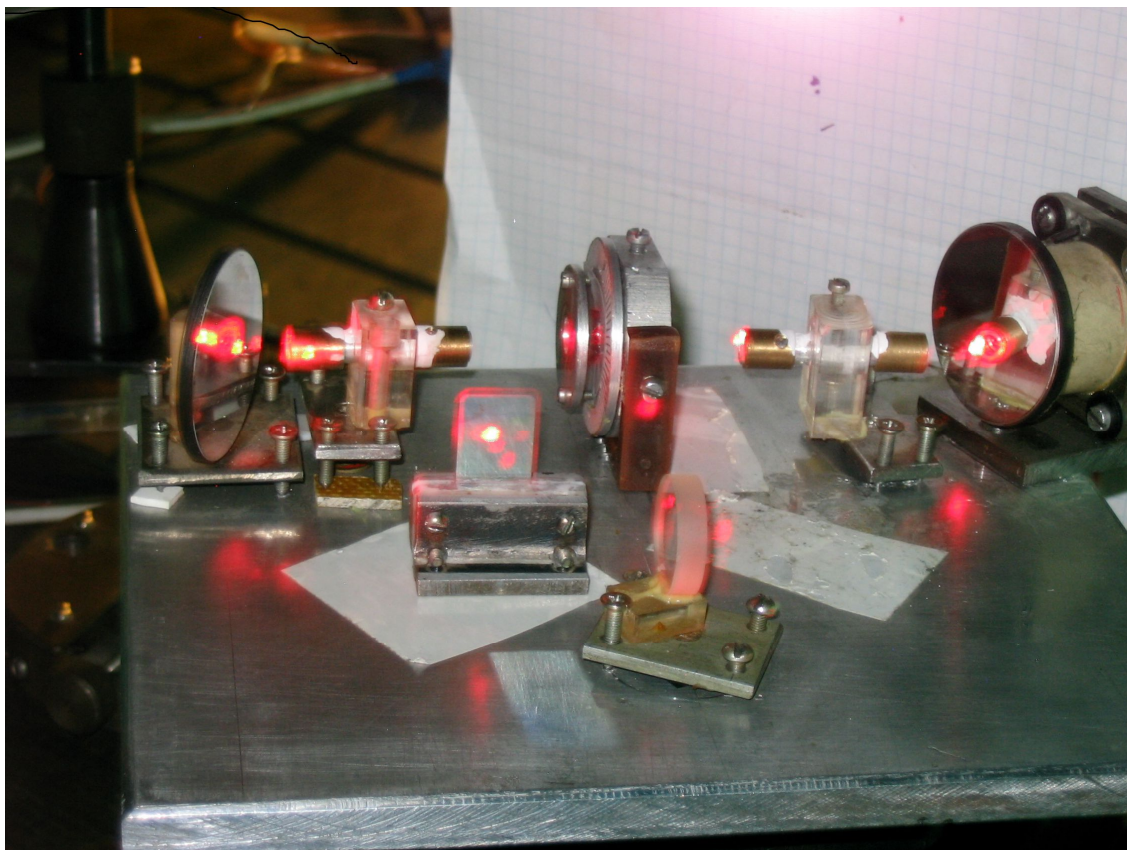


Рисунок 5.4 - Схема установки голографического интерферометра

5.2 Материалы и образцы для экспериментальных исследований контактных колебаний прецизионных конусных соединений

Для подтверждения теоретических исследований и представленной статической и динамической модели контактных колебаний различного направления проводились исследования контакта единичного выступа. При этом в качестве модели использовались сферы при распределении их по высоте согласно кривой опорной поверхности по Н.Б. Демкину. Выбор модели обусловлен следующими факторами:

1. При моделировании единичного выступа шероховатой поверхности более достоверной является модель со сферическими выступами.
2. Данная модель наиболее изучена, и наибольшее количество теоретических и экспериментальных работ выполнены с использованием этой модели.

Для исследования контакта единичного выступа использовались образцы из стали, серого чугуна, высокопрочного чугуна и алюминиевого сплава.

Таблица 5.1

Механические свойства и геометрические параметры испытываемых образцов

Материал образца	Модуль упругости МПа	Предел текучести МПа	Вид обработки	Параметры шероховатости				
				$R_a \cdot 10^{-6}$ м	В	v	$R_{\max} \cdot 10^{-6}$ м	$r \cdot 10^{-6}$ м
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сталь 40	$2 \cdot 10^5$	200	Шлифование торцом круга	2,5	2,75	2,25	10	100
			Доводка	0,32	4,359	3,65	1,6	550
СЧ 20	$0,8 \cdot 10^5$	230	Плоское шлифование	2,5	2,0	2,0	10	60
			Доводка	0,16	2,0	1,3	1,1	15
ВЧ60	$1,8 \cdot 10^5$	370	Шлифование торцом круга	6,8	1,3	2,0	20	21
			Доводка	0,22	2,5	1,4	0,75	38
АК9ч	$0,7 \cdot 10^4$	235	Шлифование торцом круга	2,6	1,4	1,75	9	13
			Доводка	0,2	1,4	1,55	0,85	35

5.3 Практическое применение уточненного метода расчета статической и динамической контактной податливости соединений

В современном машиностроении широко применяются прецизионные детали с высокоточными коническими поверхностями, к которым относятся соединения деталей топливного насоса высокого давления, форсунка, конические подшипники.

Рассматриваемый численно-аналитический метод расчета контактных перемещений сопряжений предназначен для определения статической и динамической контактной податливости прецизионных конусных соединений. В данном разделе в качестве практического применения разработанной методики инженерного расчета контактных взаимодействий представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований для соединения трубопровода со штуцером топливного насоса высокого

давления изготавливаемого на Алтайском заводе прецизионных изделий, включающего в себя конусные соединения, от прочности, долговечности, работоспособности которых зависит в конечном итоге нормальная эксплуатация рассматриваемой конструкции в целом.

Соединение топливопровода и штуцера топливного насоса высокого давления является очень ответственным соединением и работает в условиях значительных перепадов давления в системе. Максимальное давление может достигать 200 МПа. Выход из строя данного соединения ведет к нарушению герметичности и как следствие потери работоспособности топливного насоса высокого давления. Основной причиной выхода из строя является износ сопряжения.

Существенное влияние на работу соединений, статическую и динамическую контактную податливость или жесткость оказывают следующие параметры контакта: усилие затяжки; параметры микрогеометрии шероховатого слоя - максимальная высота микронеровностей, приведенный радиус микронеровностей, параметры кривой опорной поверхности; коэффициент трения покоя, физико-механические характеристики материала деталей.

В соответствии с уточненной методикой, описанной в главе 3, были проведены теоретические и экспериментальные исследования прецизионного конусного соединения - соединения топливопровода со штуцером топливного насоса высокого давления (рисунок 5.5).

Итогом исследований стали рекомендации по выбору параметров прецизионного конусного соединения топливопровода со штуцером топливного насоса высокого давления с учетом процессов контактного взаимодействия и диссипации механической энергии в соединениях, а именно физико-механических и микрогеометрических характеристик контакта в сопряжениях деталей.

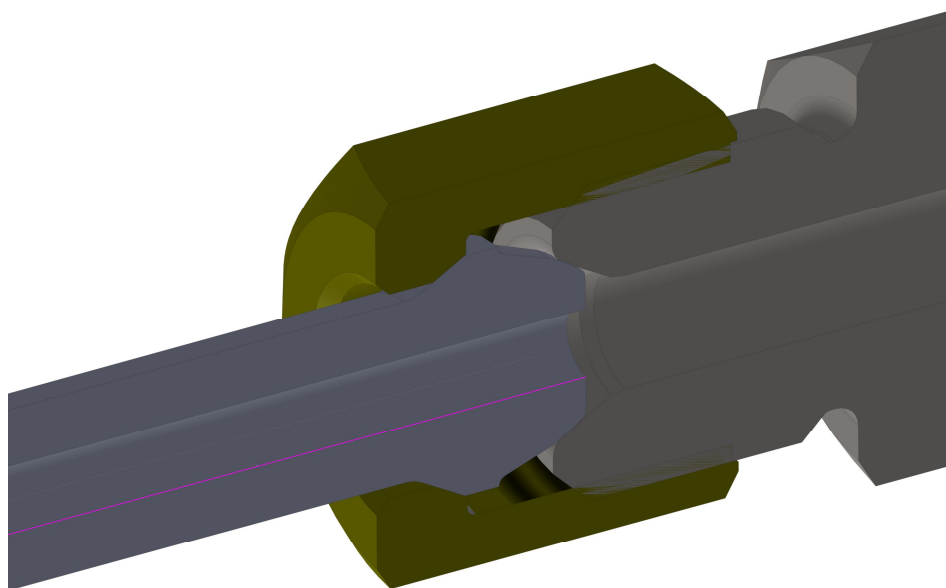


Рисунок 5.6 - Соединение трубопровода и штуцера топливного насоса
высокого давления

Изменение характеристик микрогеометрии поверхностных слоев деталей соединения является одним из путей достижения требуемых динамических параметров контактирования прецизионного конусного соединения.

Теоретические расчеты показали, что наилучшие условия контактирования обеспечиваются при уменьшении максимальной высоты микронеровностей, что влечет за собой увеличение динамической контактной жесткости соединения, при этом обеспечивается наилучшая герметичность стыка.

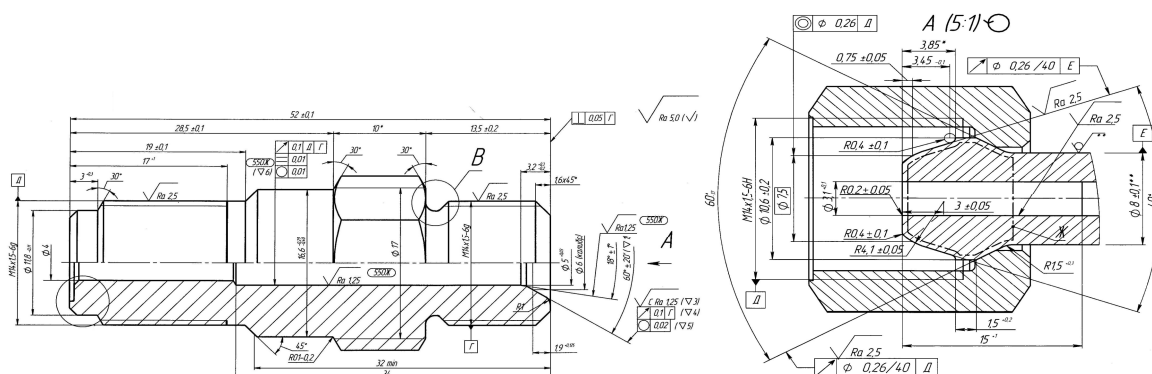


Рисунок 5.7 - Трубопровод и штуцер сборочные чертежи

Известно, что на работу контакта большое влияние оказывает состояние шероховатого слоя. При изучении зависимости амплитуды и периода нормальных и касательных контактных колебаний от параметров микрогеометрии поверхностного слоя контактирующих поверхностей прецизионного конусного соединения было выявлено, что уменьшение параметров микрогеометрии приводит к уменьшению амплитуды как нормальных, так и касательных колебаний при возрастании частоты процесса (рисунок 5.8, 5.9). Это подтверждается расчетами.

Так уменьшение параметров микрогеометрии приводит к уменьшению сближения и длительности периода. Так при параметре микрогеометрии $Ra = 1,25 \cdot 10^{-6}$ м теоретическое значение максимальной амплитуды нормальных колебаний составило $x = 0,509 \cdot 10^{-6}$ м, а экспериментальное значение той же величины составило $x = 0,429 \cdot 10^{-6}$ м. Расхождение результатов составило 11 %. Теоретическое значение максимальной амплитуды касательных колебаний составило $\Delta = 0,369 \cdot 10^{-6}$ м, а экспериментальное значение оказалось равным $\Delta = 0,312 \cdot 10^{-6}$ м. Расхождение результатов составило от 10 до 15 %.

С уменьшением максимальной высоты микронеровностей, динамическая контактная податливость в нормальном и тангенциальном направлениях уменьшается.

Наличие адгезионных сил и неполное соответствие принятых для расчета моделей свойствам реального материала объясняет расхождение теоретических и опытных результатов.

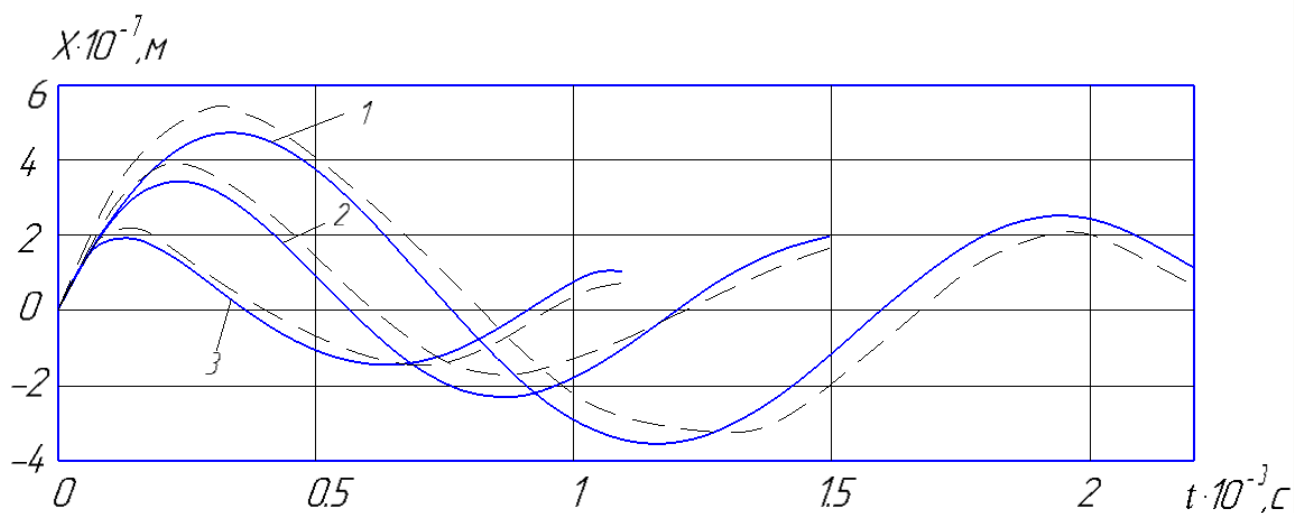


Рисунок 5.8 - Нормальные контактные колебания в прецизионном конусном соединении с различными параметрами микрогеометрии

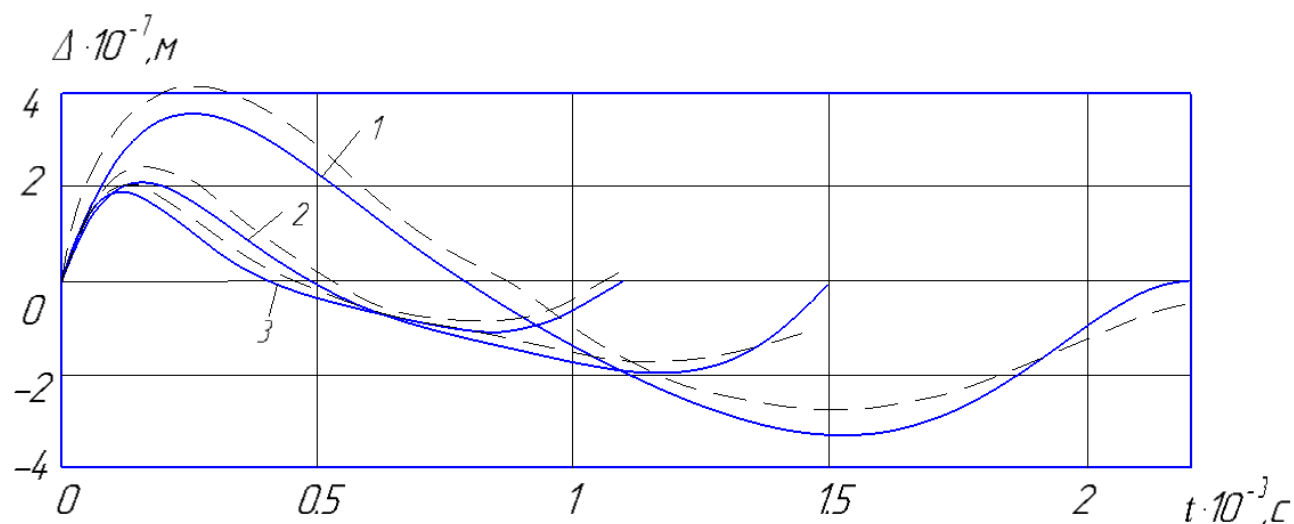


Рисунок 5.9 - Тангенциальные контактные колебания в прецизионном конусном соединении с различными параметрах микрогеометрии

Условия контактирования: 1 – $Ra = 1,25 \cdot 10^{-6}$ м, $R_{max} = 7,5 \cdot 10^{-6}$ м, $r = 180 \cdot 10^{-8}$ м; 2 – $Ra = 0,63 \cdot 10^{-6}$ м, $R_{max} = 3,78 \cdot 10^{-6}$ м, $r = 370 \cdot 10^{-6}$ м; 3 – $Ra = 0,32 \cdot 10^{-6}$ м, $R_{max} = 1,92 \cdot 10^{-6}$ м; $r = 550 \cdot 10^{-6}$ м.

——— – расчет; - - - - - эксперимент

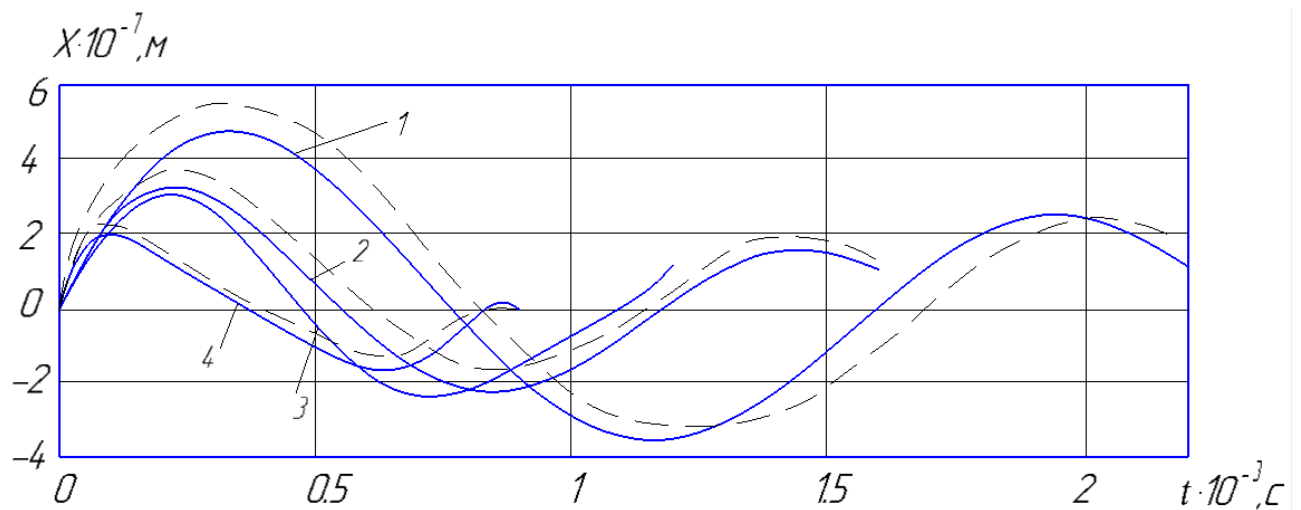


Рисунок 5.10 - Нормальные контактные смещения в прецизионном конусном соединении при изменении усилия затяжки

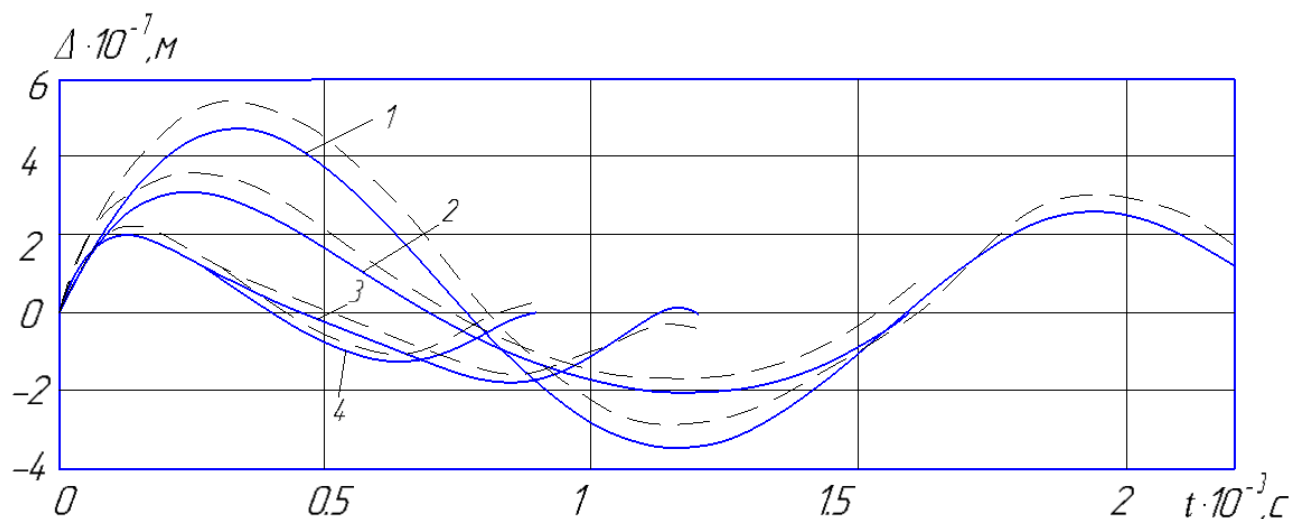


Рисунок 5.11 - Касательные контактные смещения в прецизионном конусном соединении при изменении усилия затяжки

Условия контактирования: 1 – $F = 75 \text{ Н}$; 2 – $F = 125 \text{ Н}$; 3 – $F = 150 \text{ Н}$;
4 – $F = 200 \text{ Н}$.

— — расчет; — — — — эксперимент

Влияние усилия затяжки на колебательный процесс в прецизионном конусном соединении представляется важным.

Увеличение внешней нагрузки и, как следствие, усилия затяжки, приводит к снижению амплитуды как нормальных, так и касательных колебаний

(рисунок 5.10, 5.11). Но при выборе условий затяжки соединения необходимо производить проверку по условию возникновения пластических деформаций в контакте, что является недопустимым фактором.

По результатам эксперимента, можно сделать вывод о том, что характер зависимостей экспериментальных и теоретических значений амплитуд нормальных и тангенциальных колебаний для равных условий аналогичный.

Изменение коэффициента трения, также как и физико-механических свойств, связано с выбором определенного материала для деталей прецизионного конусного соединения.

Необходимо отметить, что при увеличении коэффициента трения растет статическая и динамическая контактная жесткость соединения, а для материалов, имеющих высокое значение предела текучести, этот параметр падает.

При уменьшении углов наклона образующих конических поверхностей уменьшается усилие затяжки, но увеличиваются размеры штуцера и гайки в осевом направлении и, наоборот, при увеличении углов, повышается требуемая сила затяжки соединения и соединение становится компактнее. При этом увеличение сил на контакте трубопровода с большей конической поверхностью штуцера усиливает эффект их взаимного самоторможения и одновременно повышает герметичность соединения.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования характеристик контакта реальных прецизионных конусных соединений позволяет сказать о правильности выбора теоретических предпосылок, динамической модели упругого контактного взаимодействия в пределах предварительного смещения, а также о необходимости использования в уточненных инженерных расчетах на прочность и жесткость соединений разработанной методики. Все это является одним из способов неразрушающего контроля качества условно-неподвижных соединений.

Для прецизионного конусного соединения трубопровода со штуцером:

Действующий вариант	Разработанный вариант
Параметры микрогеометрии шероховатого слоя	
$R_a = 2.5 \cdot 10^{-6}$, м	$0.63 \cdot 10^{-6} \leq R_a \leq 2 \cdot 10^{-6}$, м
Предел текучести материала	
785 МПа	>850 МПа
Коэффициент трения материала	
0,2	0,3
Угол конуса	
60	68
Фактическая площадь контакта соединения	
55%	78%

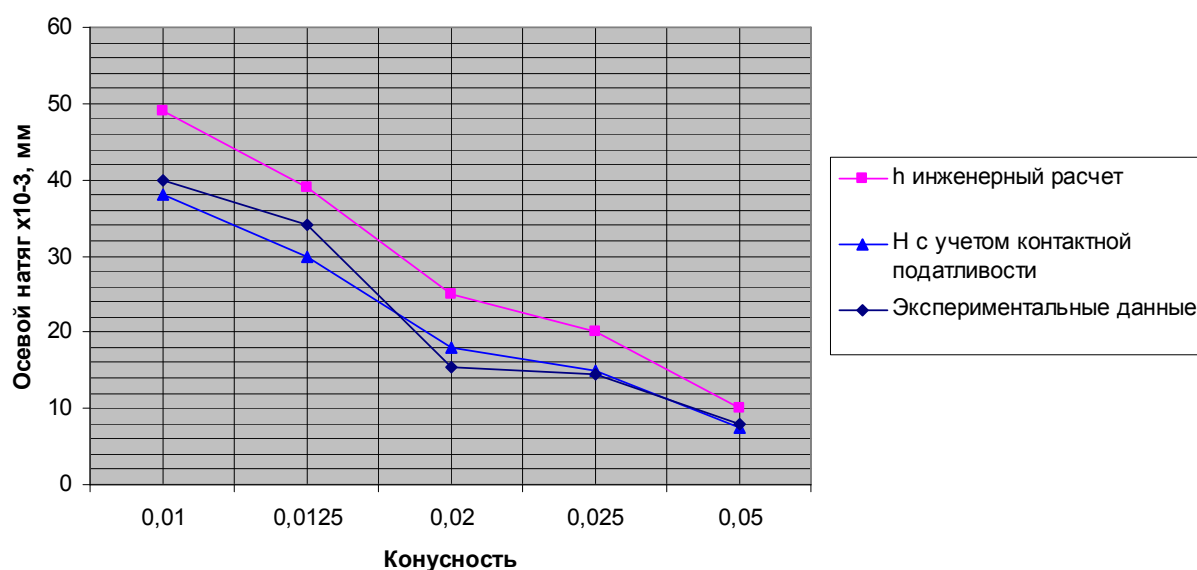


Рисунок 5.12 - Соотношение расчетных и экспериментальных результатов зависимости осевого натяга от конусности

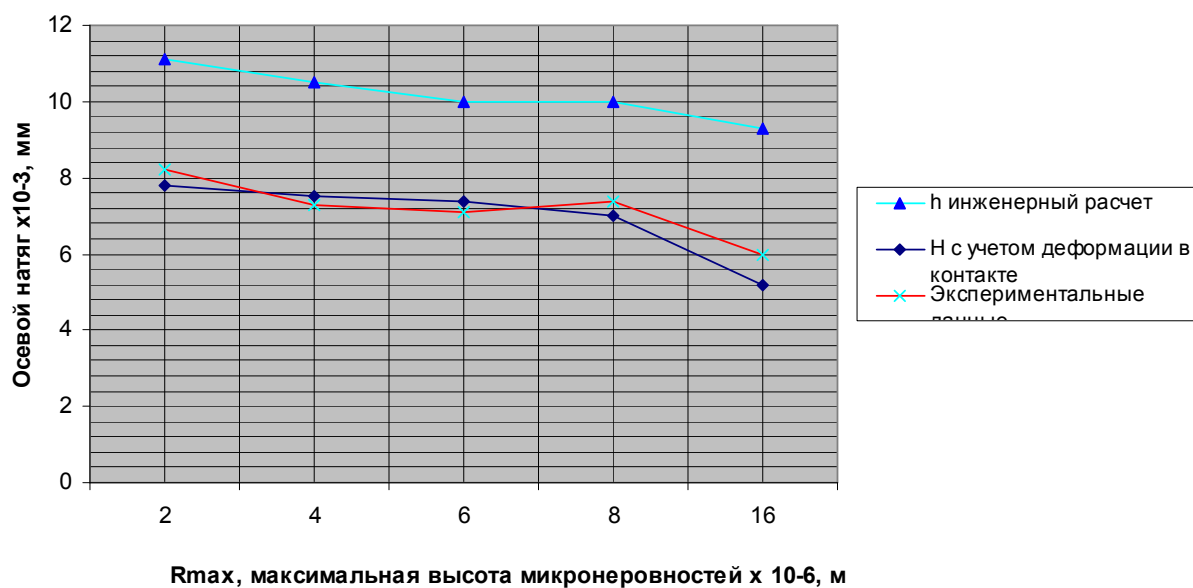


Рисунок 5.13 - Соотношение расчетных и экспериментальных результатов зависимости осевого натяга от параметров микрогеометрии

В целом следует считать расхождение теоретических и экспериментальных результатов вполне удовлетворительной. Обработка расчетных и экспериментальных данных показала, что расхождение результатов не превышало, в среднем, 10 - 15%. Факт расхождения можно объяснить адгезией, неучтенной в расчетных выражениях.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

На основании проведенного анализа современного состояния вопроса была сформулирована научно-техническая задача и выбран главный объект исследований – упругий механический контакт применительно к конусным соединениям под воздействием различного вида нагрузок.

В соответствие с выбранным объектом исследования и в связи актуальностью научно-технической задачи была определена цель работы.

Результаты теоретических и экспериментальных разработок позволили сделать следующие выводы:

1. Уточнена физико-математическая модель динамического контактного взаимодействия в условиях трения покоя для расчета осевого натяга в прецизионном конусном соединении трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления с учетом перемещений в контакте, что позволяет использовать ее для расчета широкого класса прецизионных конусных соединений на примере трубопровода и штуцера с учетом осевого натяга и перемещений в контакте.

2. Определены закономерности изменения контактной податливости в нормальном и касательном направлениях, диаметального и осевого натягов в сопряжении трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления, что позволят оценить на этапе проектирования соединения статические и динамические нагрузки при различных физико-механических и микрогеометрических параметрах контактирования.

3. Разработанный численно-аналитический метод расчета прецизионных конусных соединений является уточненным инженерным методом для расчета осевого и диаметального натягов прецизионных конусных соединений, позволяющим учитывать при конструировании и расчете контактную податливость сопрягаемых деталей. Установлено, что учет контактных деформаций при расчете прецизионных конусных соединений влечет за собой уменьшение величины осевого натяга на 20%, а в некоторых случаях до 30%.

4. Разработана прикладная программа и получено свидетельство для уточненного расчета статических и динамических характеристик упругого механического контакта при конструировании прецизионных конусных соединений. Методическое и программное обеспечение используются при проектировании прецизионных конусных соединений трубопровода и штуцера насоса высокого давления на Алтайском заводе прецизионных изделий г. Барнаул.

5. Перспективы дальнейшей разработки темы заключаются в исследовании процессов контактного взаимодействия в прецизионных

конусных соединениях в области предварительного смещения при динамической работе сопряжения в условиях установившегося режима.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Авдеев, Д. Т.** Исследования предварительного смещения прессовых соединений [Текст] / Д. Т. Авдеев // Известия вузов. Машиностроение. – 1962. – № 4. – С. 21–32.
2. **Авдеев, Д. Т.** Предварительное смещение металлополимерных пар трения [Текст] / Д. Т. Авдеев ; О природе трения твердых тел. – Минск: Наука и техника, 1971.
3. **Александров, В. М.** Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками [Текст] / В. М. Александров, С. М. Мхитарян. – М., 1983.
4. **Алексеев, Н. М.** Сближение шероховатых поверхностей с мягкими металлическими покрытиями [Текст] / Н. М. Алексеев, И. В. Крагельский, Г. И. Трояновский, Г. М. Харач // Известия вузов. Машиностроение. – 1975. – №2. – С. 84–88.
5. **Аргатов, И. И.** К теории ненасыщенного упругого контакта шероховатых поверхностей. [Текст] / И. И. Аргатов // Трение и износ. – 2003. – Т. 24, № 1. – С 27–34.
6. **Аргатов, И. И.** Приближенное решение осисимметричной задачи о давлении шарового индентора на шероховатое упругое полупространство. [Текст] / И. И. Аргатов // Трение и износ. – 2001. – Т. 22, № 6. – С 601–605.
7. **Аргатов, И. И.** К теории периодического процесса изнашивания при упругом контакте. [Текст] / И. И. Аргатов, Ю. А. Фадин // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 6. – С 573–585.
8. **Аргатов, И. И.** Приближенное решение контактной задачи для системы взаимодействующих штампов на упругом полупространстве. [Текст] / И. И. Аргатов, В. Ю. Чирков // Трение и износ. – 1999. – Т. 20, № 5. – С 467–470.
9. **Ахматов, А. С.** Упругий гистерезис при контактном взаимодействии металлов [Текст] / А. С. Ахматов, А. Н. Борисов // Всесоюз. науч.-техн. семинар

по контактной жесткости в машиностроении / Тез. докл. – Тбилиси, – 1974. – С. 32–35.

10. **Баландин, Д. В.** Фрикционные автоколебания в зазоре [Текст] / Д. В. Баландин // Изв. АН РФ. МТТ. – 1993. – № 1. – С. 54–60.

11. **Барабаш, Ю. Г.** Расчет сдвига единичного выступа в контактных задачах. Измерение, контроль, информатизация [Текст] / Ю. Г. Барабаш, Е. В. Черепанова // материалы 5-й Международная научно-технич. конф. / под общ. Ред. А. Г. Якунина. – Барнаул: АГТУ, 2004. – С. 125-128.

12. **Бидерман, В. Л.** Прикладная теория механических колебаний [Текст] / В. Л. Бидерман ; Учеб. пособие для вузов. – М. : Высш. шк., 1972. – 416 с.

13. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.

14. **Богданович, П. Н.** Предварительное смещение в парах трения металл-полимер [Текст] / П. Н. Богданович, А. А. Байдак // Трение и износ. – 2002. – Т.23, № 3. – С. 281–285.

15. **Бородай, А. В.** К вопросу о физической модели фрикционного взаимодействия тел [Текст] / А. В. Бородай // Трение и износ. – 1991. – Т.12, № 4. – С. 588 – 595.

16. **Боуден, Ф. П.** Трение и смазка твердых тел [Текст] / Ф. П. Боуден, Д. А. Тейбор. – М. : Машиностроение, 1978. – 195 с.

17. **Бриско, Б. Дж.** Аддитивность процессов трения [Текст] / Б. Дж. Бриско, Д. Тейбор // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 1. – С. 6–14.

18. **Броновец, М. А.** Предварительное смещение при ударе и сцеплении колес транспортных машин [Текст] / М. А. Броновец, М. В. Крагельский // Докл. АН СССР. – 1974. – Т.217, № 2. – С. 291–294.

19. **Буланов, Э. А.** Трение качения упругого цилиндра как результат пластического деформирования микровыступов шероховатого слоя. [Текст] / Э. А. Буланов // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 2. – С. 132–135.

20. **Буланов, Э. А.** Трение качения упругого цилиндра по абсолютно жесткому полупространству. Трение в покое. [Текст] / Э. А. Буланов // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 1. – С. 17–23.
21. **Буланов, Э. А.** Осисимметричная контактная задача. [Текст] / Э. А. Буланов // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 6. – С. 587–591.
22. **Верховский, А. В.** Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места [Текст] / А. В. Верховский // Журн. прикл. физики. – 1926. – Т.3, вып. 3–4.
23. **Ветюков, М. М.** Устойчивость ползуна на плоскости при действии сил сухого некулонова трения [Текст] / М. М. Ветюков // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1992. – № 3. – С. 40–44.
24. **Ветюков, М. М.** Автоколебания в системе тел, связанных силами сухого трения [Текст] / М. М. Ветюков, Р. Ф. Нагаев, М. Ю. Платовских // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – № 1. – С. 36–41.
25. **Власенко, В. И.** Исследование рассеяния энергии в предварительно деформированной хромоникелевой стали [Текст] / В. И. Власенко // Проблемы прочности. – 1991. – № 11. – С. 82–87.
26. **Гаврилова, Т. М.** Контактное трение в зоне деформации при ультразвуковом поверхностном пластическом деформировании [Текст] / Т. М. Гаврилова // Вестник машиностроения. – 2008. – № 8. – С. 36–40.
27. **Гаджиев, Г. Х.** Определение оптимального натяга для составного цилиндра контактной пары с учетом температурных напряжений и шероховатого внутреннего контура [Текст] / Г. Х. Гаджиев // Известия вузов. Машиностроение. – 2003. – № 7. – С. 15–23.
28. **Геккер, Ф. Р.** Трение шероховатостей в пределах упругих деформаций [Текст] / Ф. Р. Геккер, С. А. Зайцев // Трение и износ. – 1999. – Т. 20, № 5. – С. 496–499.

29. **Геккер, Ф. Р.** Об устойчивости скольжения тела по движущемуся основанию [Текст] / Ф. Р. Геккер, С. И. Хайралиев // Трение и износ. – 1992. – Т.13, № 4. – С. 581–587.
30. **Геча, В. Я.** Колебания резьбовых соединений с собственной частотой, обусловленной контактной жесткостью стыка [Текст] / В. Я. Геча, А. С. Иванов, Т. В. Половинкина // Вестник машиностроения. – 2008. – № 12. – С. 23 –
31. **Головин, А. И.** Исследование диссипативных свойств многокомпанентного стекла [Текст] / А. И. Головин, А. С. Чижов, О. С. Щавелев // Вестник машиностроения. – 1997. – № 8. – С. 48–51.
32. **Горячева, И. Г.** Расчет контактных характеристик с учетом параметров макро- и микрогеометрии поверхностей [Текст] / И. Г. Горячева // Трение и износ. – 1999. – Т. 20, № 3. – С. 239–245.
33. **Горячева, И. Г.** Контактные задачи в трибологии [Текст] / И. Г. Горячева, М. Н. Добычин. – Н., 1988.
34. **Госьков, П. И.** Оптоэлектронные преобразователи для автоматизации производственных процессов [Текст] / П. И. Госьков, А. Г. Якунин // Алт. политехн. ин-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1986. – 100 с.
35. **Демкин, Н. Б.** Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей [Текст] / Н. Б. Демкин. – М. : Наука, 1970. – 227 с.
36. **Демкин, Н. Б.** Развитие теории фрикционного контакта [Текст] / Н. Б. Демкин // Трение и износ. – 1992. – Т.13, № 1. – С. 67–71.
37. **Демкин, Н. Б.** Многоуровневые модели фрикционного контакта [Текст] / Н. Б. Демкин // Трение и износ. – 2000. – Т.21, № 2. – С. 115–119.
38. **Демкин, Н. Б.** Развитие исследований в области механики и физики фрикционного контакта в Тверском государственном техническом университете [Текст] / Н. Б. Демкин, И. И. Беркович, А. Н. Болотов, В. В. Измайлов, А. А. Ланков // Трение и износ. – 2002. – Т.23, № 4. – С. 382–392.

39. **Демкин, Н. Б.** Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин [Текст] / Н. Б. Демкин, В.В. Измайлов // Вестник машиностроения. – 2008. – № 10. – С. 28-32.
40. **Демкин, Н.Б.** Предварительное смещение при упругом контакте твердых тел [Текст] / Н. Б. Демкин, И. В. Крагельский // Докл. АН СССР. – 1969. – Т. 186, № 4.
41. **Демкин, Н. Б.** Качество поверхности и контакт деталей машин [Текст] / Н. Б. Демкин, Э. В. Рыжов. – М., 1981.
42. **Демкин, Н. Б.** Исследование характеристик контактного взаимодействия подшипников скольжения с твердосмазочными покрытиями [Текст] / Н. Б. Демкин, О. В. Сутягин, В. М. Ярош // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 3. – С. 389–395.
43. **Демкин, Н. Б.** Контакт шероховатых волнистых поверхностей с учетом взаимного влияния неровностей [Текст] / Н. Б. Демкин, С. В. Удалов, В. А. Алексеев, В. В. Измайлов, А. Н. Болотов // Трение и износ. – 2008. – Т. 29, № 3. – С. 231–237.
44. **Джонсон, К.** Механика контактного взаимодействия [Текст] / К. Джонсон. – М., 1989.
45. **Дмитриев, В. Г.** Детали машин [Текст] / В. Г. Дмитриев, С. Д. Иванов, П. Г. Гузенков. – Москва: МГОУ, 2001. – 304 с.
46. **Добычин М.Н.** Модель изнашивания упругого колеса при качении. [Текст] / М. Н. Добычин, А.В. Морозов // Трение и износ. – 2005. – Т. 12, № 1. – С. 20–29.
47. **Дмитриев, В. Г.** Детали машин [Текст] / В. Г. Дмитриев, С. Д. Иванов, П. Г. Гузенков. – Москва: МГОУ, 2001. – 304 с.
48. **Дрозд, М. С.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации [Текст] / М. С. Дрозд, М. М. Маталин, Ю. И. Сидякин. – М., 1986.
49. **Дроздов, Ю. Н.** Контактные напряжения и перемещения в шарнирных соединениях, работающих в условиях износа и фреттинг-усталости [Текст] /

Ю. Н. Дроздов, Б. Н. Ушаков // Вестник машиностроения. – 2004. – № 12. – С. 29-31.

50. **Жасимова, С. М.** Распределение контактных давлений и напряжений при динамическом сопряжении двух тел [Текст] / С. М. Жасимова, В. М. Степаненко, М. М. Жасимов // Известия вузов. Машиностроение. – 1992. – № 7-9. – С. 29–32.

51. **Жаров, И. А.** Распределение касательных напряжений на пятнах контакта тел при качении со скольжением. [Текст] / И. А. Жаров // Трение и износ. – 2000. – Т. 21, № 1. – С. 5–10.

52. **Жернаков, В. С.** Нелинейные колебания конструкции с предварительным натягом при полигорманическом возмущении [Текст] / В. С. Жернаков, Р. Г. Якупов, Е. Н. Петров // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1996. – № 6. – С. 34–40.

53. **Иванов, А. С.** Учет контактной податливости стыка при расчете резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2003. – № 6. – С. 31–34.

54. **Иванов, А. С.** Зависимость контактного сближения в плоском стыке от контактного напряжения, шероховатости поверхности сопряжения, ее наибольшего размера и материала деталей [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2004. – № 3. – С. 20–26.

55. **Иванов, А. С.** Учет контактной жесткости при расчете неподвижных соединений [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2005. – № 3. – С. 46–48.

56. **Иванов, А. С.** Сопоставление контактных сближений в плоском стыке, рассчитанных разными методами [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2006. – № 11. – С. 29–31.

57. **Иванов, А. С.** Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыкам [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2007. – №7. – С. 34–37.
58. **Иванов, А. С.** Экспериментальное исследование влияния контактной податливости стыка на работу резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2008. – № 11. – С. 31–36.
59. **Иванов, А. С.** Влияние касательной податливости контактного слоя ремня на тяговую способность плоскоременной передачи [Текст] / А. С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 11. – С. 35–39.
60. **Иванов, А. С.** Расчет соединения с натягом с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей [Текст] / А. С. Иванов, Б. А. Попов // Вестник машиностроения. – 2005. – № 4. – С. 31–35.
61. **Иванов, А. С.** Расчет деформаций фрикционного соединения нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов [Текст] / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Н. Н. Куралина, С. В. Муркин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 7. – С. 17–19.
62. **Иванов, А. С.** Проверочный расчет резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом, с учетом контактной податливости стыков [Текст] / А. С. Иванов, Б. А. Байков, Б. А. Попов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 33 –37.
63. **Ивлев, В. И.** Динамический метод определения жесткости контакта [Текст] / В. И. Ивлев, П. И. Дмитриев // Метрология. – 1979. – № 10. – С. 29–33.
64. **Кирсанова, В. Н.** Исследование и расчет касательной податливости плоских стыков [Текст] / В. Н. Кирсанова // Станки и инструменты. – 1967. – № 7.

65. **Кирсанова, В. Н.** Напряжение, деформации и рассеяние энергии в сплошном круговом стыке при нагружении моментом [Текст] / В. Н. Кирсанова // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. – № 3. – С. 63–64.
66. **Кондзуми Тадаеси.** Трение и затухающие колебания [Текст] / Кондзуми Тадаеси // Sci. Mach. – 1986. – Т. 38, № 4. – С. 491–496.
67. **Коллегов А. А.** Адаптивная интерферометрия, использующая динамические отражательные голограммы в кубических фоторефрактивных кристаллах / А.А. Коллегов, С.М. Шандаров, Г.В. Симонова и др. // Квантовая электроника. – 2011. – т. 41. – №9. – С. 847-852.
68. **Коняхин, И. Р.** Теория предварительных смещений применительно к вопросам контактирования деталей [Текст] / И. Р. Коняхин. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1965. – 118 с.
69. **Коняхин, И. Р.** Дискретный контакт и его механические свойства [Текст] / И. Р. Коняхин // Изв. Том. ун-та, 1970. – Т.175.
70. **Коротков, М. А.** Влияние трения при сдвиге на механические и электрические свойства контакта [Текст]: Дисс. ... канд. техн. наук. / Коротков М. А. – Калинин, 1973.
71. **Костокрыз, С. Г.** Экспериментальное определение амплитудно-частотной характеристики механического контакта в области предварительного смещения [Текст] / С. Г. Костокрыз, В. В. Ковалевский, Е. А. Збитнев // Трение и износ. – 1992. – Т.13, № 6. – С. 979–984.
72. **Костокрыз, С. Г.** Размеры зоны частичного проскальзывания при фреттинге в пределах предварительного смещения [Текст] / С. Г. Костокрыз, В. В. Ковалевский // Трение и износ. – 1993. – Т. 15, № 4. – С. 608–611.
73. **Костокрыз, С. Г.** Амплитудно- частотные соотношения для фреттинга за пределами предварительного смещения [Текст] / С. Г. Костокрыз, В. В. Ковалевский // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 2. – С. 308–313.
74. **Костокрыз, С. Г.** Резонансные эффекты трения в номинально неподвижном механическом контакте при малоамплитудном фреттинге [Текст] / С. Г.

- Костокрыз, В. В. Ковалевский, Ю. И. Шалапко // Трение и износ. – 1991. – Т.12, № 3. – С. 459–464.
75. **Крагельский, И. В.** Трение волокнистых веществ [Текст] / И. В. Крагельский. – М.: Гизлегпром, 1941. – 214 с.
76. **Крагельский, И. В.** Трение несмазанных поверхностей [Текст]: Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. / Крагельский И. В. – М., 1945. – 16 с.
77. **Крагельский, И. В.** Трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
78. **Крагельский, И. В.** Фрикционные автоколебания [Текст] / И. В. Крагельский, Н. В. Гитис. – М.: Наука, 1987. – 183 с.
79. **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
80. **Крагельский, И. В.** Узлы трения машин [Текст] / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – М.: Наука, 1984. – 280 с.
81. **Краснюк, П. П.** Плоская контактная задача взаимодействия наклоненного прямоугольного штампа и упругого слоя при стационарном фрикционном тепловыделении. [Текст] / П. П. Краснюк // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 2. – С 117–127.
82. **Краснюк, П. П.** Контактное взаимодействие полуцилиндрического штампа с упругим слоем при нестационарном фрикционном тепловыделении. [Текст] / П. П. Краснюк // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 4. – С 366–377.
83. **Краснюк, П. П.** Контактное взаимодействие жесткого теплопроводного штампа и упругого слоя при стационарном фрикционном тепловыделении. [Текст] / П. П. Краснюк // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 5. – С 460–470.
84. **Кудинов, В. А.** Динамика станков [Текст] / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 357 с.

85. **Кудрявцев, И. А.** О влиянии внешнего вибрационного воздействия на контактную выносливость и износ некоторых сталей [Текст] / И. А. Кудрявцев, В. В. Харитонов // Трение и износ. – 1989. – Т. 10, № 2. – С. 354–357.
86. **Кун, Я. И.** Нормальные контактные колебания деформируемых твердых тел при воздействии динамических нагрузок [Текст]: Дисс. ... канд. техн. наук. / Кун Я. И. – Томск, 1987. – 151 с.
87. **Ланков, А. А.** Основные соотношения для расчета контурных давлений и упругих характеристик контакта в стыке твердых шероховатых поверхностей [Текст] / А. А. Ланков // Расчетные методы оценки трения и износа: Сб. науч. тр. – Брянск: Изд-во БИТМ, 1975. – С. 152–189.
88. **Ланков, А. А.** Фрикционный контакт деталей машин [Текст] / А. А. Ланков. – Калинин, 1989. – С. 21–31.
89. **Ланков, А. А.** Упругопластическое деформирование и трение шероховатых тел [Текст] / А. А. Ланков. – Калинин, 1989. – Деп. в ВИНТИ 25.04.89, № 2716.
90. **Ланков, А. А.** Осесимметричная задача упругопластичности [Текст] / А. А. Ланков // Трение и износ. – 1992. – Т.13, № 5. – С. 777–787.
91. **Ланков, А. А.** Расчет фактической площади контакта двух шероховатых поверхностей с учетом упругопластических деформаций микровыступов [Текст] / А. А. Ланков, Г. И. Рогозин // Физ.-мех. процессы в зоне контакта деталей. машин. – Калинин, 1988. – С.15–27.
92. **Левина, З. М.** Контактная жесткость машин [Текст] / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 265 с.
93. **Ле Су Ань.** Экспериментальное исследование предварительного смещения в упругой системе с трением при релаксационных автоколебаниях [Текст] / Ле Су Ань, В. Н. Шмаков // Изв. АН СССР. МТТ. – 1979. – № 1. – С. 114–119.
94. **Лурье, А. И.** Пространственные задачи теории упругости [Текст] / А. И. Лурье. – М.: Гостехиздат, 1955. – 251 с.

95. **Максак, В. И.** Предварительное смещение и жесткость механического контакта [Текст] / В. И. Максак. – М.: Наука, 1975. – 61 с.
96. **Максак, В. И.** О диссипации энергии при контактировании упругих твердых тел в условиях сложного нагружения [Текст] / В. И. Максак, А. Н. Тритенко // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем: Сб. науч. тр. – Киев: Наук. думка, 1978. – С. 112–118.
97. **Максак, В. И.** Контактные сближения и смещение сопряженных твердых тел при ударном нагружении [Текст] / В. И. Максак, А. Н. Тритенко, Я. И. Кун, А. А. Максименко // Расчеты на прочность и малоотходная технология в машиностроении: Сб. науч. тр. – Омск: ОмПИ, 1987. – С. 135–140.
98. **Максак, В. И.** Методика исследования нормальных контактных колебаний при ударном нагружении [Текст] / В. И. Максак, А. Н. Тритенко, Я. И. Кун, А. А. Максименко // Исследования по строительным конструкциям и строительной механике: Сб. науч. тр. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1987. – С. 92–96.
99. **Максименко, А. А.** Динамика механического контакта в пределах трения покоя [Текст]: Дис. ... докт. техн. наук. / Максименко А. А. – Барнаул, 1995. – 247 с.
100. **Максименко, А. А.** Динамическая модель упругопластического контактного взаимодействия гладких тел [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Котенева // Известия Томского политехнического университета. – 2007. Т. 310, № 2. – С. 64–66.
101. **Максименко, А. А.** Исследование нормальных напряжений при упругопластическом контактном взаимодействии [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Котенева, А. Д. Перфильева // Ползуновский вестник. АлтГТУ, Барнаул. – 2009. – № 1–2. – С. 264–266.
102. **Максименко, А. А.** Упругие контактные смещения в заклепочных соединениях при динамическом нагружении [Текст] / А. А. Максименко, А. Д.

Перфильева // Ползуновский вестник. АлтГТУ, Барнаул. – 2009. – № 4. – С. 148–151.

103. **Максименко, А. А.** Динамические контактные взаимодействия упругих квазистационарных систем [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева // Ползуновский вестник. – 2002. – № 1. – С. 103–105.

104. **Максименко, А. А.** Динамические контактные взаимодействия при сложном динамическом нагружении в условиях трения покоя [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, Н. В. Котенева // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – № 2–3. – С. 28–37.

105. **Максименко, А. А.** Особенность расчетов на контактную прочность условно-неподвижных соединений при динамическом нагружении (на примере резьбового соединения) [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, Н. В. Котенева // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – № 5. – С. 3–6.

106. **Максименко, А. А.** Контактная податливость клиновых соединений в условиях динамического нагружения [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, Н. В. Котенева // Ползуновский вестник. АлтГТУ, Барнаул. – 2007. – № 4. – С. 174–177.

107. **Максименко, А. А.** Контактная податливость прецизионных условно-неподвижных соединений в условиях динамического нагружения до трения скольжения [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, Н. В. Котенева // Ползуновский вестник. АлтГТУ, Барнаул. – 2009. – № 1–2. – С. 260–263.

108. **Максименко, А. А.** Динамика взаимодействия твердых тел при наличии местной пластической деформации в зоне контакта [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, Н. В. Котенева // Ползуновский вестник. АлтГТУ, Барнаул. – 2009. – № 4. – С. 152–157.

109. **Максименко, А. А.** Упругопластическая модель контактного взаимодействия в условиях свободных колебаний [Текст] / А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, А. Д. Перфильева // Известия вузов. Машиностроение. – 2009. – № 1. – С. 35–43.

110. **Микитянский, В. В.** Влияние колебаний на условия трения в неподвижном стыке в пределах предварительного смещения [Текст] / В. В. Микитянский, Л. М. Микитянская // Трение и износ. – 1996. – Т. 17, № 2. – С. 151–155.
111. **Митрофанов, Б. П.** Природа упругого предварительного смещения [Текст] / Б. П. Митрофанов // Теория трения и износа: Сб. науч. тр. – М.: Наука, 1965. – С. 111–114.
112. **Михин, Н. М.** Основные закономерности молекулярно - механической теории внешнего трения [Текст] / Н. М. Михин // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 1. – С. 81–89.
113. **Михин, Н. М.** Расчет величины сближения в подшипнике скольжения с автокомпенсацией износа [Текст] / Н. М. Михин, С. А. Макушкин // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 3. – С. 413–420.
114. **Моссаковский, В. И.** О влиянии трения на микроскольжение [Текст] / В. И. Моссаковский, В. В. Петров // Докл. АН СССР. – 1976. – Т. 231, №3. – С. 894–901.
115. **Мышкин, Н. К.** Масштабный фактор в контактных задачах трибологии. [Текст] / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец, А. Я. Григорьев, А. В. Ковалев, В. Ю. Фоминский, В. Шарф // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 1. – С. 5–13.
116. **Нагаев, Р. Ф.** О пространственном соударении твердых тел [Текст] / Р. Ф. Нагаев // Изв. АН СССР МТТ. – 1992. – № 4. – С. 24–30.
117. **Насибов, Н. А.** Расчет цилиндрического соединения с натягом в общем случае его плоского нагружения [Текст] / Н. А. Насибов // Известия вузов. Машиностроение. – 2000. – № 1–2. – С. 44–46.
118. **Насибов, Н. А.** Определение несущей способности плоского кольцевого соединения при сдвиге [Текст] / Н. А. Насибов // Известия вузов. Машиностроение. – 2001. – № 6. – С. 19–24.

119. **Нахатакян Ф.Г.** Об одном методе точного решения контактной задачи Герца для круговых цилиндров с параллельными осями. [Текст] / Ф. Г. Нахатакян // Вестник машиностроения. – 2011., № 3. – С. 3–7.
120. **Нахатакян Ф.Г.** Расчетная оценка контактной податливости зубчатых зацеплений. [Текст] / Ф. Г. Нахатакян, И. А. Бедный, А. К. Пузакина // Вестник машиностроения. – 2011., № 11. – С. 24–26.
121. **Орлов, А. В.** Контакт упругих тел, имеющих поверхности трения сложной формы [Текст] / А. В. Орлов // Вестник машиностроения. – 2010. – № 10. – С. 61–65.
122. **Палочкин, С. В.** Демпфирование в стыках при тангенциальных колебаниях [Текст] / С. В. Палочкин, Д. А. Генкин, Д. Н. Решетов // Известия вузов. Машиностроение. – 1983. – № 3. – С. 27–30.
123. **Пановко, М. Я.** Численное моделирование точечного упругогидродинамического контакта с учетом локальных неровностей движущейся поверхности [Текст] / М. Я. Пановко // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2010. – № 6. – С. 35–45.
124. **Пенлеве, П.** Лекции о трении [Текст] / П. Пенлеве. – М.: Гостехиздат, 1954. – 105 с.
125. **Перфильева, Н. В.** Динамическая модель упругого механического Контакта в пределах трения покоя [Текст] / Н. В. Перфильева. – Новосибирск: Наука, 2003. – 152 с.
126. **Петраковец, М. И.** Влияние температуры на фактическую площадь контакта шероховатых поверхностей [Текст] / М. И. Петраковец // Трение и износ. – 1999. – Т. 20, № 2. – С. 119–226.
127. **Пимштейн, П. Г.** Предварительное смещение стального проката [Текст] / П. Г. Пимштейн, А. А. Тупицын, Е. Г. Борсук // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 2. – С. 350–355.
128. **Польцер, Г.** Образование «третьего тела» и положительный градиент механических свойств на примере химико-механического нанесения латун-

ного покрытия [Текст] / Г. Польцер, А. Фирковский, Рейнхольд, В. Мюллер, И. Ланге и др. // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 1. – С. 67–70.

129. **Разработка** рекомендаций по снижению вибрации и шума с оптимизацией прочностных характеристик [Текст]: (Отчет НИР) / Алт. политехн. ин-т. – ГР № 0041838 от 01.89. – Барнаул, 1989. – 90 с.

130. **Радчик, В. С.** Графо-аналитический метод расчета фактической площади контакта шероховатых поверхностей по графику Аббота – Файерстона [Текст] / В. С. Радчик, Б. Бен-Ниссан, В. Мюллер // Трение и износ. – 2001. – Т. 22, № 3. – С. 282–288.

131. **Решетов, Д. Н.** Детали машин [Текст] / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

132. **Решетов, Д. Н.** Касательная контактная податливость деталей [Текст] / Д. Н. Решетов, В. Н. Кирсанова // Жесткость в машиностроении: Сб. науч. тр. – Брянск: БИТМ, 1971. – С. 28–32.

133. **Рубин, А. М.** Безотрывный осесимметричный контакт цилиндрических оболочек [Текст] / А. М. Рубин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1992. – № 3. – С. 59–61.

134. **Рубин, А. М.** Расчетная модель резьбовых соединений при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы [Текст] / А. М. Рубин // Вестник машиностроения. – 2011. – № 7. – С. 3–6.

135. **Рубин, А. М.** Расчетная модель резьбовых соединений при произвольном порядке расположения зазоров между витками резьбы [Текст] / А. М. Рубин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 2. – С. 31–33.

136. **Рубцов, В. Н.** Общий случай образования пятна контакта в конических передачах с круговыми зубьями [Текст] / В. Н. Рубцов // Известия вузов. Машиностроение. – 2000. – № 1–2. – С. 47–50.

137. **Рудзит, Я. А.** Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей [Текст] / Я. А. Рудзит. – Рига, 1975.

138. **Рыжов, Э. В.** Контактная жесткость деталей машин [Текст] / Э. В. Рыжов. – М.: Наука, 1966. – 305 с.
139. **Рыжов, Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин [Текст] / Э. В. Рыжов, Н. Б. Демкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
140. **Рыжов, Э. В.** Контактирование твердых тел при статических и динамических нагрузках [Текст] / Э. В. Рыжов, Ю. В. Колесников, А. Г. Суслов. – Киев: Наук. думка, 1982. – 170 с.
141. **Рыжов, Э. В.** Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин [Текст] / Э. В. Рыжов, А. Г. Суслов, В. П. Федоров. – М., 1979.
142. **Рыжов, Э. В.** О расчете шероховатости поверхности при упругом контакте [Текст] / Э. В. Рыжов, В. М. Хохлов // Трение и износ. – 1996. – Т. 17, № 3. – С. 326–330.
143. **Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.** Расчет контактных колебаний шероховатых поверхностей (ПОВЕР) [Текст] / А.В. Подниколенко, А.А. Максименко – № 2005610490; опубл. 22.02.2005, Бюл. № 1.
144. **Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.** Расчет на устойчивость [Текст] / Ю. Г. Барабаш, А. Д. Перфильева, В. И. Животягина, А. Т. Зиновьев– № 2006612787; опубл. 04.08.2006, Бюл. № 3.
145. **Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.** Расчет соединений с натягом с учетом контактной податливости в динамике [Текст] / Н. В. Перфильева, А. М. Щербакова, А. Д. Перфильева. – № 2009614049; опубл. 30.07.2009, Бюл. № 3.
146. **Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.** Расчет динамических характеристик механического контакта в упруго-пластической зоне [Текст] / Н.В. Котененва, А. Д. Перфильева. – № 2010614873; опубл. 27.07.2010, Бюл. № 3.

147. **Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.** Расчетный комплекс точных соединений с учетом деформации в контакте сопряжения [Текст] / В. А. Феропонтов, Н. В. Перфильева, М. В. Хохрякова. – № 2013660380; опубли. 27.07.2013, Бюл. № 3.
148. **Свириденко, А. И.** Контактное взаимодействие гладких поверхностей. [Текст] / А. И. Свириденко, С. А. Чижик // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 1. – С 130–137.
149. **Семенюк, Н. Ф.** Механика фрикционного контакта шероховатых поверхностей. Площадь контакта. [Текст] / Н. Ф. Семенюк, Н. К. Бачинская // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 6. – С 284–290.
150. **Семенов, А. П.** О явлении сверхнизкого трения твердых тел. [Текст] / А. П. Семенов // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 1. – С 15–19.
151. **Советченко, Б. Ф.** Исследование предварительного смещения и рассеяния энергии в механическом контакте применительно к соединениям с натягом [Текст]: Дис. ...канд. техн. наук. / Советченко Б.Ф. – Томск, 1973. – 214 с.
152. **Соколовский, А. П.** Жесткость в технологии машиностроения [Текст] / А. П. Соколовский. – М.: Машгиз, 1946.
153. **Солдатенков, И. А.** Контактная задача для полуплоскости при учете касательного перемещения на контакте [Текст] / И. А. Солдатенков // Изв. АН СССР. МТТ. – 1994. – № 4. – С. 51–61.
154. **Солдатенков, И. А.** Теоретический анализ фрикционных автоколебаний в условиях распределенной контактной нагрузки. [Текст] / И. А. Солдатенков // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 1. – С 31–41.
155. **Сорока, Е. Б.** К вопросу учета рассеяния энергии при крутильных колебаниях [Текст] / Е. Б. Сорока // Проблемы прочности. – 1991. – № 4. – С. 48–51.

156. **Справочник по триботехнике.** Теоретические основы [Текст] / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – Т. 1. – 400 с. : ил.
157. **Степнов, М. Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний [Текст] / М. Н. Степнов. – М.: Машиностроение. – 1985. – 232 с.
158. **Суслов, А. Г.** Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей [Текст] / А. Г. Суслов. – М., 1987.
159. **Тжос, М.** Моделирование формирования контакта двух твердых тел под воздействием внешней нагрузки [Текст] / М. Тжос // Трение и износ. – 1998. – Т. 20, № 1. – С 37–41.
160. **Тихомиров, В. П.** Контактное взаимодействие сферы с шероховатой поверхностью [Текст] / В. П. Тихомиров, А. О. Горленко // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1994. – № 1. – С. 52–58.
161. **Тихомиров, В. П.** Решение контактных задач методами имитационного моделирования процессов взаимодействия сопрягаемых деталей машин с шероховатыми поверхностями [Текст] / В. П. Тихомиров, А. О. Горленко // Трение и износ. – 1996. – Т. 17, № 1. – С. 74–79.
162. **Толстой, Д. М.** Собственные колебания ползуна, зависящие от контактной жесткости, и их влияние на трение [Текст] / Д. М. Толстой // Докл. АН СССР. – 1963.–Т. 153, № 4. – С. 820–824.
163. **Трение, изнашивание и смазка.** Справочник / Под ред. И.В Крагельского, В.В Аличена. – М.: Машиностроение, 1979.– Т. 2.– 358 с.
164. **Тритенко, А. Н.** Вынужденные тангенциальные контактные колебания штампа в пределах предварительного смещения [Текст] / А. Н. Тритенко // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1992. – № 2. – С. 23–28.
165. **Тритенко, А. Н.** Колебания штампа на сферах при воздействии непериодически изменяющихся нагрузок [Текст] / А. Н. Тритенко, Я. И. Кун // Трение и износ. – 1990. – Т. 11, № 5.– С. 867–870.

166. **Фильчаков, П. Ф.** Справочник по высшей математике [Текст] / П. Ф. Фильчаков. – Киев.: Наук. думка, 1974. – 745 с.
167. **Хайкин, С. Э.** О силах сухого трения [Текст] / С. Э. Хайкин, А. Е. Соломонович, Л. П. Лисовский // Трение и износ в машиностроении: Сб. науч. тр. – М.: Наука, 1939. – Т. 1. – С. 301–308.
168. **Хохлов, В. М.** Расчет контурных площадей контакта и давлений [Текст] / В. М. Хохлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1990. – № 4. – С. 20–24.
169. **Хохлов, В. М.** Выбор рабочих напряжений контактирующих тел [Текст] / В. М. Хохлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1993. – № 2. – С. 27–30.
170. **Чекина, О. Г.** Анализ контактирования шероховатых поверхностей на основе рассмотрения полного контакта [Текст] / О. Г. Чекина // Трение и износ. – 1995. – Т. 16, № 2. – С. 205–212.
171. **Черменский, О. Н.** Особенности расчетов на контактную прочность и долговечность тяжело нагруженных деталей из закаленных сталей [Текст] / О. Н. Черменский // Вестник машиностроения. – 1998. – № 9. – С. 38–41.
172. **Черменский, О. Н.** Влияние контактного трения на работоспособность подшипников качения [Текст] / О. Н. Черменский // Вестник машиностроения. – 2003. – № 4. – С. 39–43.
173. **Чудаков, Е. А.** К вопросу о трении тел, обладающих высокой упругостью [Текст] / Е. А. Чудаков // Всесоюз. конф. по трению и износу в машиностроении: Тез. докл. – М.: Изд-во АН СССР, 1939. – С. 31–38.
174. **Щедров, В. С.** Предварительное смещение на упруго-вязком контакте [Текст] / В. С. Щедров // Трение и износ в машинах: Сб. науч. тр. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – № 5. – С. 101–110.
175. **Шилько, С. В.** Вариационный анализ предварительного смещения при упругом контактировании. Ч. 1: Расчет параметров НДС [Текст] / С. В. Шилько // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 5. – С. 795–800.

176. **Шилько, С. В.** Вариационный анализ предварительного смещения при упругом контактировании. Ч. 2: Определение характеристик трения и износа [Текст] / С. В. Шилько // Трение и износ. – 1992. – Т. 13, № 6. – С. 973–978.
177. **Шмаков С. С.** Исследование амплитудных характеристик голографического интерферометра / С.С. Шмаков, А.С. Котин, С.М. Шандаров, Н.И. Буримов // Южно-сибирский научный вестник. – 2012. – №1. – С. 198–200.
178. **Aggarwal B.B., Russel R.A., Wilson W.R.D.** Friction and Traction. Guildford, 1981.
179. **Archard I.F.** Elastic deformation and the laws of friction // Proc. Roy. Soc. – 1957. – Vol. 243, N 1233. – P. 868–881.
180. **Armstrong P.Y., Frederick C.O.** A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect: GEGB Report RD/B/N 731, 1966.
181. **Bailey A.S., Courtney-Pratt I.S.** Proc. Roy. Soc. – 1955.–A.227. – P. 500–511.
182. **Bair S., Winer W.O.** // Trans. ASME, Y. Lubrik. Techn. – 1979. – N 101. – P.251.
183. **Bhargava V., Hahn G.T., Ham G.** et al. // Proc. 2nd. Int. Symp. on Contact Mech. and Wear of Wheel / rail Systems. Univ. Phode Island, 1987.
184. **Bowden F.P., Tabor D.** Friction and Lubrication of Solid. Oxford, 1950. Pt. 1,2.
185. **Bower A.F.** // Cambridge University Engineering Departement Tech. Rpt. CUED / C – Mech. / TR. 39.1987.
186. **Briscoe B.Y., Evans P.D.** // Wear. – 1988. – N 2. – P. 177.
187. **Briscoe B.Y., Smith A.C.** // Y. Appl. Polym. Sci. – 1983. – N 28. – P. 3827.
188. **Buravele I.T., Rabinowicz E.** Nature of coefficient of friction // J. Appl. Phys. – 1953. – Vol. 24, N 2. – P. 136–139.
189. **Cattaneo C.** Lue contatto di due corpi elastici // Rend. R. Acad dei Lincei. – 1938. – Vol. 27, ser. 6, N 1. – P. 48–56.

190. **Challen Y.M., Mclean L.Y., Oxley P.L.** // Proc. Roy. Soc. L. – 1984. – Vol. A 394. – P. 161.
191. **Cochowicz M., Nowicki B.** Badania wpływu chropowatości powierzchni na jej odkształcenia stykowe // Zad. eksploat. masz. – 1986, – Vol. 21, N 1, – P. 47–56.
192. **Courtney-Pratt I.S., Eisner E.** The effect of tangential force on the contact of metallic bodies // Proc. Roy. Soc. – 1957. – Vol. 238, N 1215. – P. 1110–1151.
193. **Deresiewiech H.** Contact of elastic spheres under an oscillation torsional couple // J. Appl. Mech. – 1954. – Vol. 11, N 1. – P. 118–120.
194. **Egushi Masao, Yamamoto Takashi** // J. Jap. Soc. Tribologists. – 1989. – Vol 34, N 11, – P. 787–792.
195. **Evans C.R., Johnson K.L.** // Proc. Inst. Mech. Engrs. – 1986. – Pt C, N 200. – P. 303.
196. **Greenwood Y.I., Minshal H., Tabor D.** // Proc. Roy. Soc. L. – 1961. – Vol. A 259. – P. 480.
197. **Hanson M.T., Keer L., Farris T.N.** Energy dissipation in non-Hertzian fretting contact // Tribol. Trans. – 1989. – Vol. 32, N 2. – P. 147–154.
198. **Hertz H.** Über die berührung fester elastischer Körper // J. Für reine und angew. Math. – 1881. – Bd. 92. – P. 156–171.
199. **Johnson K.L.** Deformation of a plastic wedge by a rigid flat die under the action of tangential force. J. Mech, Phys. Solids. – 1968. – Vol. 16, № 6, P. 395–402.
200. **Johnson K.L.** The mechanics of plastic deformation of surface and subsurface layers in rolling and sliding contact: Materials Science Forum. – 1988. – P. 33–40.
201. **Kapoor A.** Geometry changes and crack initiation in rolling and sliding contact; PhD dissertation. Cambridge, England, 1987.
202. **Klint R.V.** Oscillating tangential forces on cylindrical specimens in contact at displacements within the region of gross slip // ASLE Trans. – 1960. – Vol. 3, N 2. – P. 255–264.

203. **Koiter W.T.** // 3rd Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Tech. London, 1976. – P. 32–36.
204. **Lecornu L.** Sur le froffement de glissement // *Compites Rendus*. – 1905. – Vol. 140. – P. 116–132.
205. **Ling E.P.** On asperity distributions of Metallic surfaces // *J. Appl. Phys.* – 1958. – Vol. 29, N 8. – P. 671–681.
206. **Lubkin I.L.** Jhe torsion of elastic sphere-sin contact // *J. Appl. Mech.* – 1951. – Vol. 18, N 2. – P. 181–191.
207. **Mason W.P., White S.D.** New techniques for mesuring tores and wear in telephone switching apparates // *Bell system Technical journal*. – 1952. – Vol. 31, N 3. – P. 8–21.
208. **Mc Farlane I.S., Tabor D.** *Prac. Roy. Soc.: A* 202. – 1950. – 224 p.
209. **Merwin Y.E., Yohnson K.L.** // *Proc. Inst. Mech. Engrs. London*, 1963. – Vol. 177, N 4. – P. 676–689.
210. **Mindlin R.D.** Compliance of elastic bodies in contact // *J. Appl. Mech.* – 1949. – V. 71, N 16. – P. 947–949.
211. **Mindlin R.D., Deresiewich H.** Elastic spheresin contact under varying oblique forces // *J. Appl. Mech.* – 1953. – Vol. 20, N 3. P. 42-56.
212. **Parker R.G., Hatch D.** *Prac. Phys. Soc.: B*. 6, 1959. – P. 185.
213. **Rabinowicz E.** *Fristion and Wear of Materials*. N.Y., 1965.
214. **Rabinovitz S., Ward I.M., Parry Y.S.C.** // *Y. Mat. Sci.* – 1970. – N 5. – P. 29.
215. **Rankin J.S.** Jhe elastic range of friction // *Phill. Hagar.* – 1926. – Vol. 8, N 2. – P. 11–28.
216. **Tabor D.** // *Proc. Inst. Mech. Engrs. Conf. Tribology 50 yers on.* – 1987. – Vol. 1. – P. 157–172.
217. **Tomlinson G.A.** Molecular theory of friction // *Phill. Magaz.* – 1929. – Vol. 7.– XVI. – P. 1181–1199.

218. **Yamada Akio, Kakubari Takeshi, Itoyama Hiroyuki, Kanoh Masaki** // Jrans. Jap. Soc. Mech. – 1989. – 55, N 516. – P. 2245-2250.
219. **Webster M.N., Sayles R.S.** A Numerical Model for the Elastic Frictionless Contact of real Rough Surfases // Jrans. ASME: J. Tribol. – 1986. – Vol.108, N 3. P. 314–320.
220. **Willamson J.B.P.** Ph. D.: Dissertation: – Cambridge, 1955. – 381 p.

```
unit Unit1;
```

```
interface
```

```
uses
```

```
    Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls,  
    Forms, shellapi,  
    Dialogs, StdCtrls, ExtCtrls, DB, DBTables, Buttons, jpeg, math, ComObj, Unit2,  
    StrUtils, Menus, inifiles,  
    Filectrl, Grids, ShlObj, ComCtrls;
```

```
type
```

```
    TMain_Unit = class(TForm)
```

```
        Label1: TLabel;
```

```
        Edit1: TEdit;
```

```
        Label2: TLabel;
```

```
        Edit2: TEdit;
```

```
        Label3: TLabel;
```

```
        Edit3: TEdit;
```

```
        Label4: TLabel;
```

```
        Edit4: TEdit;
```

```
        Label5: TLabel;
```

```
        Edit5: TEdit;
```

```
        Label6: TLabel;
```

```
        Edit6: TEdit;
```

```
        Label7: TLabel;
```

```
        Edit7: TEdit;
```

```
        Label8: TLabel;
```

```
        Edit8: TEdit;
```

```
        Label9: TLabel;
```

```
        Edit9: TEdit;
```

```
        Label10: TLabel;
```

Edit10: TEdit;
Label11: TLabel;
Edit11: TEdit;
Label12: TLabel;
Edit12: TEdit;
Label13: TLabel;
Edit13: TEdit;
Label14: TLabel;
Edit14: TEdit;
Label15: TLabel;
Edit15: TEdit;
Label16: TLabel;
Edit16: TEdit;
Button1: TButton;
GroupBox1: TGroupBox;
Label17: TLabel;
Edit17: TEdit;
Label18: TLabel;
Edit18: TEdit;
Label19: TLabel;
Edit19: TEdit;
Edit20: TEdit;
Edit21: TEdit;
Button2: TButton;
Label20: TLabel;
Label21: TLabel;
Label22: TLabel;
Label23: TLabel;
Edit22: TEdit;
Edit23: TEdit;

```

Label24: TLabel;
Label25: TLabel;
Edit24: TEdit;
Edit25: TEdit;
Label26: TLabel;
Label27: TLabel;
Edit26: TEdit;
Edit27: TEdit;
Label28: TLabel;
Edit28: TEdit;
Label29: TLabel;
Label30: TLabel;
Label31: TLabel;
Edit29: TEdit;
Edit30: TEdit;
Edit31: TEdit;
ComboBox1: TComboBox;
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure Button2Click(Sender: TObject);
procedure FormCreate(Sender: TObject);
procedure FormClose(Sender: TObject; var Action: TCloseAction);
private
    { Private declarations }
public
    { Public declarations }
end;

var
    Main_Unit: TMain_Unit;

```

implementation

{ \$R *.dfm }

procedure TMain_Unit.Button1Click(Sender: TObject);

var

//исходные

Mkr,DiametrKonus,DiametrStupica,f,E1,E2,Mu1,Mu2,Sigmat,Rmax,Rz1,Rz2,r,P

hi,l,k,b,k1,Nu:real;

//расчитываемые

Dsredn,Pzat,d0,a1,a2,c1,c2,Q,kk,Delta,DeltaShtrih,h,N,q0,A0,N0,Afact,

DeltaSmall,Kdelta,Lambda1,Lambda2,q0fact,DeltaFact,DeltaShtrihFact:real;

str,str1:string;

Excel, NewExcel: Variant;

i:integer;

Arr:array [1..20] of string;

begin

// Сохраняем переменные

str:=edit1.text;

Mkr:=realtodecimal(str);

str:=edit2.text;

DiametrKonus:=realtodecimal(str);

str:=edit3.text;

DiametrStupica:=realtodecimal(str);

str:=edit4.text;

K:=realtodecimal(str);

str:=edit5.text;

f:=realtodecimal(str);

str:=edit6.text;

```

E1:=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit22.text)));
str:=edit7.text;
E2:=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit23.text)));
str:=edit8.text;
Mu1 :=realtodecimal(str);
str:=edit9.text;
Mu2:=realtodecimal(str);
str:=edit10.text;
Sigmat:=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit28.text)));
str:=edit11.text;
Rmax:=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit24.text)));
str:=edit12.text;
Rz1:=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit25.text)));
str:=edit13.text;
Rz2:=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit26.text)));
str:=edit14.text;
r :=(realtodecimal(str))*(power(10,strtoint(edit27.text)));
str:=edit15.text;
Phi:=realtodecimal(str);
str:=edit16.text;
l:=realtodecimal(str);
str:=edit17.text;
b:=realtodecimal(str);
str:=edit18.text;
k1:=realtodecimal(str);
str:=edit19.text;
Nu:=realtodecimal(str);
str:=edit29.text;
a1:=realtodecimal(str);
str:=edit30.text;

```

```

a2:=realtodecimal(str);
str:=edit31.text;
n:=realtodecimal(str);
//Расчеты
Dsredn:=DiametrKonus*(1-((1/DiametrKonus)*(k/2)));
Pzat:=((n*Mkr)/Dsredn)*(2+(k/f));      {Формула 1}
c1:=(1+sqr(a1))/(1-sqr(a1));
c2:=(1+sqr(a2))/(1-sqr(a2));
Q:=((c1-Mu1)/E1)+((c2-Mu2)/E2);
kk:=((2*Mkr*n)/(Pi*(sqr(Dsredn))*l*f));
Delta:=kk*Dsredn*Q;                    {Формула 2}
DeltaShtrih:=Delta+((2*Phi)*(Rz1+Rz2));
h:=(DeltaShtrih/K);                    {Формула 3}
//Расчет с учетом деформации в контакте
N:=Pzat/f;
q0:= ((1.2*N)/(Pi*Dsredn*l*f));
A0:=Pi*Dsredn*l;
N0:=q0*A0;                             {Формула 4}
//Определяем фактическу площадь контакта в соединении
Afact:=A0*(power((q0/Sigmat),(1-(q0/sigmat)))); {Формула 5}
DeltaSmall:=power(((5*sqrt(r))*2*(1-
sqr(Mu1))*power(Rmax,Nu)*N0)/(b*k1*Nu*(Nu-
1)*E1*Afact)),(2/((2*Nu)+1)));      {Формула 6}
//Нормальная контактная податливость в соединении
Kdelta:=DeltaSmall/q0;
//Радиальная податливость деталей
Lambda1:=(c1*Dsredn)/(2*E1);
Lambda2:=(c2*DiametrStupica)/(2*E2);
//Номинальное давление с учетом нормальной контактной податливости
q0fact:=Delta/((2*(Lambda1+Lambda2))+Kdelta); {Формула 7}

```

DeltaFact:=q0fact*Dsredn*((c1/E1)+(c2/E2)); {Формула 8}

DeltaShtrihFact:=DeltaFact+((2*Phi)*(Rz1+Rz2));

h:=(DeltaShtrihFact/K); {Формула 9}

Excel:=CreateOleObject('Excel.Application');

Excel.Visible:=false;

Excel.WorkBooks.Add;

str:=edit21.Text+edit20.Text+ComboBox1.text; //xlsx

Excel.Cells[1,1]:='Pзат.'; Excel.Cells[1,2]:='Delta'; Excel.Cells[1,3]:='h1';

Excel.Cells[1,4]:='N0'; Excel.Cells[1,5]:='Афакт';

Excel.Cells[1,6]:='DeltaSmall';

Excel.Cells[1,7]:='q0факт'; Excel.Cells[1,8]:='Deltaфакт';

Excel.Cells[1,9]:='hфакт.';

Excel.Cells[2,1]:=Pzat;

Excel.Cells[2,2]:=Delta;

Excel.Cells[2,3]:=h;

Excel.Cells[2,4]:=N0;

Excel.Cells[2,5]:=Afact;

Excel.Cells[2,6]:=DeltaSmall;

Excel.Cells[2,7]:=q0fact;

Excel.Cells[2,8]:=DeltaFact;

Excel.Cells[2,9]:=h;

Excel.Cells[4,1]:=Dsredn;

Excel.Cells[4,2]:=c1;

Excel.Cells[4,3]:=c2;

Excel.Cells[4,4]:=Q;

Excel.Cells[4,5]:=kk;

Excel.Cells[4,6]:=DeltaShtrih;

```

Excel.Cells[4,7]:=N;
Excel.Cells[4,8]:= q0;
Excel.Cells[4,9]:=A0;
Excel.Cells[4,10]:=Kdelta;
Excel.Cells[4,11]:=Lambda1;
Excel.Cells[4,12]:=Lambda2;
Excel.Cells[4,13]:=DeltaShtrihFact;
Excel.Cells[3,1]:='dcp.';
Excel.Cells[3,2]:='c1';
Excel.Cells[3,3]:='c2';
Excel.Cells[3,4]:='Q';
Excel.Cells[3,5]:='k';
Excel.Cells[3,6]:='DeltaShtrih';
Excel.Cells[3,7]:='N';
Excel.Cells[3,8]:='q0';
Excel.Cells[3,9]:='A0';
Excel.Cells[3,10]:='Kdelta';
Excel.Cells[3,11]:='Lambda1';
Excel.Cells[3,12]:='Lambda2';
Excel.Cells[3,13]:='DeltaShtrihFact';
Excel.ActiveWorkbook.SaveAs(str);
Excel.quit;
end;
procedure TMain_Unit.Button2Click(Sender: TObject);
var
  TitleName : string;
  lpItemID : PItemIDList;
  BrowseInfo : TBrowseInfo;
  DisplayName : array[0..MAX_PATH] of char;
  TempPath : array[0..MAX_PATH] of char;

```

```

begin
  FillChar(BrowseInfo, sizeof(TBrowseInfo), #0);
  BrowseInfo.hwndOwner := Main_Unit.Handle;
  BrowseInfo.pszDisplayName := @DisplayName;
  TitleName := 'Выберите папку';
  BrowseInfo.lpszTitle := PChar(TitleName);
  BrowseInfo.ulFlags := BIF_RETURNONLYFSDIRS;
  lpItemId := SHBrowseForFolder(BrowseInfo);
  if lpItemId <> nil then
    begin
      SHGetPathFromIDList(lpItemId, TempPath);
      edit21.Text:=TempPath;
      edit21.Repaint;
      GlobalFreePtr(lpItemId);
    end;
  end;
  procedure TMain_Unit.FormCreate(Sender: TObject);
  var
    inifile:tinifile;
    str:string;
  begin
    str:=ExtractFilePath(ParamStr(0))+ 'путь.txt';
    IniFile:=TIniFile.Create(str);
    edit21.text:=IniFile.ReadString('путь','путь','нет');
    IniFile.Free;
  end;

  procedure TMain_Unit.FormClose(Sender: TObject; var Action: TCloseAction);
  var
    inifile:tinifile;

```

```
str:string;  
begin  
  str:=ExtractFilePath(ParamStr(0))+'путь.txt';  
  IniFile:=TIniFile.Create(str);  
  IniFile.WriteString('путь','путь',edit21.Text);  
  IniFile.Free;  
end;  
end.
```

«Утверждаю»

Генеральный директор

ЗАО «АЗПИ»

В.А. Герман

19 января 2015 г.



АКТ

**внедрения методики расчета соединения трубопровода и
штуцера ТНВД с учетом контактной податливости**

При проектировании соединения трубопровода и штуцера ТНВД была использована методика разработанная Феровопонтовым Виктором Анатольевичем по определению контактной податливости в прецизионных конусных соединениях.

Использование методики разработанной Феровопонтовым В.А. при конструировании прецизионных конусных соединений позволило выявить дополнительные ресурсы работы соединения трубопровода и штуцера ТНВД. Рекомендации, предложенные Феровопонтовым В.А. позволили увеличить межремонтный срок службы на 10%.

Главный конструктор

О.В.Дробышев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2013660380

Расчетный комплекс точных соединений с учетом деформаций в контакте сопряжения

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова» (АлтГТУ) (RU)*

Авторы: *Феропонтов Виктор Анатольевич (RU), Перфильева Наталья Вадимовна (RU), Хохрякова Мария Валерьевна (RU)*

Заявка № **2013618264**

Дата поступления **13 сентября 2013 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **31 октября 2013 г.**



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов