

На правах рукописи

**ПЕРФИЛЬЕВА НАТАЛЬЯ ВАДИМОВНА**

**ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЧЕСКОГО  
КОНТАКТИРОВАНИЯ УСЛОВНО-НЕПОДВИЖНЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ**

Специальность 01.02.06 – Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Томск 2003

Работа выполнена в Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова

Научный консультант-  
доктор технических наук, профессор

А.А. Максименко.

Официальные оппоненты:

заслуженный деятель науки и техники РФ,  
доктор технических наук, профессор

Л.С. Ляхович

доктор технических наук, профессор

П.Я. Крауиньш

доктор технических наук, профессор

В.М. Мусалимов

Ведущая организация – Московский государственный  
технический университет им. Н.Э. Баумана

Защита диссертации состоится «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2003 г.  
в «\_\_\_\_\_» часов на заседании диссертационного совета Д 212.269.01 при  
Томском политехническом университете по адресу: 634050,  
г. Томск, пр. Ленина, 30, корп. 4, ауд. 210.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке  
Томского политехнического университета (634034, г. Томск, ул.  
Белинского, 55).

Автореферат разослан «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2003 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
доктор технических наук, профессор

С.В. Кирсанов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** В условиях рыночной экономики основополагающим фактором развития той или иной отрасли является конкурентоспособность выпускаемых механизмов и машин. Важным при этом становится вопрос о надежности уже имеющихся конструкций, поиск оптимальных сочетаний характеристик соединений. А все это напрямую зависит от контактной жесткости и прочности сочленений машин, что особенно актуально при их работе в условиях различного сочетания динамических нагрузок.

Жесткость машин характеризуется собственной жесткостью деталей и контактной, определяемой деформациями в местах сопряжения деталей. Контактные перемещения составляют значительную часть от общих перемещений, до 80 %. Кроме того, контактные перемещения значительно изменяют частоты собственных и вынужденных колебаний сопрягаемых деталей машин, смягчают ударные нагрузки и оказывают существенное демпфирующее значение. Поэтому вопросы, связанные с контактным взаимодействием деталей, прежде всего, динамической контактной жесткостью и диссипацией энергии, являются весьма актуальными особенно для точного приборостроения и прецизионного машиностроения и определяют долговечность эксплуатации механизма.

Широко изучены задачи, рассматривающие поведение контакта в условиях статического нагружения. При этом имеется много нерешенных вопросов, связанных с оценкой влияния динамических нагрузок на свойства механического контакта.

При рассмотрении тангенциальной жесткости и прочности в общей проблеме контактирования необходимо учитывать смещение, которое имеет место перед скольжением при сдвигающей нагрузке, не превышающей силу трения покоя.

Предварительное смещение твердого тела при сухом трении покоя изучено для статических условий нагружения. Результаты исследований данного явления позволяют делать заключения о природе трения покоя. Наряду с проблемами жесткости и трения покоя явление предварительного смещения представляет значительный интерес в области конструкционного демпфирования колебаний. Главным образом это относится к механическим системам, при эксплуатации которых невозможно полностью исключить резонансные режимы. В подавляющем большинстве случаев затухание колебаний, возникающих при

работе машин, определяется величиной диссипации энергии на трение значительно большего, чем рассеяние энергии в материале.

Практически не проводились исследования механического контакта применительно к стыкам и соединениям, испытывающим сложное динамическое воздействие внешних нагрузок. И как следствие, практически отсутствуют расчетные методики, с помощью которых можно было бы определить амплитуды и частоты колебаний контактирующих тел в различных направлениях. Поэтому без дальнейшего развития динамической теории контактного взаимодействия в пределах трения покоя невозможно создание точных, устойчивых, работоспособных условно-неподвижных соединений с заданными прочностными, диссипативными и динамическими характеристиками.

Отсутствие универсального подхода при решении этих проблем ставит задачу создания физической и математической модели упругого контактного взаимодействия, которая позволила бы оценивать влияние параметров контактирования (которые являются изменяемым величинами при конструировании соединений) на поведение сочленений при воздействии ударных, осциллирующих и других видах динамических нагрузок.

**Объектом** исследования является упругий механический контакт условно-неподвижных соединений под воздействием различного вида динамических нагрузок.

**Цель данной работы** заключается в создании универсальной динамической модели упругого механического диссипативного контакта и на ее основе инженерной методики расчета динамических характеристик контакта в условно-неподвижных соединениях.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

1. Для обоснования правильности выбора модели единичного выступа шероховатой поверхности, провести исследования контактных перемещений, амплитудно-частотных характеристик колебательных процессов свободных и вынужденных колебаний следующих видов контакта: гладкая сфера – плоскость, шероховатая сфера – плоскость, шероховатые поверхности.

2. Разработать динамическую модель, позволяющую определять характеристики нормального и тангенциального контакта при произвольном направлении внешнего воздействия к плоскости контактирования, учитывающую невозможность применения принципа суперпозиции.

3. На основе разработанной динамической модели создать численно-аналитический метод определения динамических характеристик контакта при различных видах динамического нагружения (ударном, вибрационном и т.д.).

4. Получить амплитудно-частотные характеристики механического контакта твердых тел на модели контакта шероховатых сфер и плоскости, а также шероховатых поверхностей, и произвести оценку влияния на динамические и диссипативные характеристики контакта параметров динамического контактирования.

5. Адаптировать динамическую модель контактного взаимодействия и созданный на ее основе численно-аналитический метод расчета динамической контактной податливости и прочности соединений к инженерным расчетам широкого класса условно-неподвижных соединений.

6. Создать механизм поиска оптимального сочетания параметров контактирования для создания условно-неподвижных соединений с заданными динамическими характеристиками и прогнозированной работой соединений.

7. Разработать программный комплекс для уточненного расчета динамических характеристик упругого механического контакта при конструировании и создании условно-неподвижных соединений.

8. Разработать экспериментальную установку для моделирования работы широкого класса условно-неподвижных соединений и исследований поведения контактных пар в широком спектре прочностных, диссипативных и амплитудно-частотных характеристик при ударных, вибрационных и других видах динамических нагрузок.

9. С помощью разработанной методики расчета, учитывающей динамическую контактную податливость, создать конкурентоспособную конструкцию шатунного узла двигателя А-41 с повышенной работоспособностью.

**Методы исследований.** В данной работе использовался комплексный метод исследований, который включал в себя как теоретические, так и экспериментальные исследования. Теоретические исследования базируются на классической теории упругого контактного взаимодействия твердых тел. Решение основных нелинейных дифференциальных уравнений движения контактирующих тел основано на применении метода разложения в степенные ряды, с обязательным исследованием сходимости и устойчивости решения. Для экспериментальных исследований создана установка с высокой разрешающей способностью.

### **Научная новизна работы.**

Научной новизной работы является решение научно-технической проблемы создания инженерного метода расчета параметров контактирования условно-неподвижных соединений машиностроительных конструкций, работающих в динамических условиях:

- предложена физико-математическая модель динамического контактного взаимодействия твердых тел в условиях трения покоя, описывающая все стадии контактирования;
- разработан численно-аналитический метод расчета нелинейных контактных деформаций и диссипации механической энергии для широкого класса условно-неподвижных соединений;
- теоретически и экспериментально получены амплитудно-частотные характеристики механического контакта в широком спектре контактных сопряжений и условий контактирования
- выявлены и описаны закономерности изменения предварительного смещения в контакте твердых тел при ударных и осциллирующих нагрузках в нормальном и тангенциальном направлениях;
- универсальность предложенного метода позволила распространить его на расчет динамической тангенциальной и нормальной податливости сжато-сдвигаемого контакта условно-неподвижных соединений;
- разработан оригинальный комплекс прикладных программ по расчету характеристик динамического контактного взаимодействия условно-неподвижных соединений.

Научной ценностью предложенного метода решения динамических контактных задач является то, что, сохраняя и базируясь на структуре упругих аналитических зависимостей расчета статического контакта твердых тел, он дает новую область применения классических решений теории упругости в динамической области.

### **Практическая ценность работы.**

Практическая значимость работы заключается в том, что предложенный численно-аналитический метод расчета контактных деформаций при ударах и вибрациях, является удобным для широкого инженерного использования. Этот метод позволил решить задачу о взаимном влиянии нормальных и касательных деформаций в каждую единицу времени динамического воздействия, что позволило создавать условно-неподвижные соединения с заданными прочностными и деформационными характеристиками.

Полученные зависимости по определению динамического смещения и сближения контактирующих гладких и шероховатых поверхностей,

учитывающие физико-механические свойства материалов, микрогеометрические и фрикционные характеристики поверхностей, позволяют обоснованно подойти к технологическому управлению триботехническими параметрами контакта шероховатых поверхностей.

Расчетные зависимости по определению динамических контактных деформаций при одновременном воздействии на контакт тел ударных и вибрационных нагрузок позволяют проектировать сочленения машин, работающих в условиях сложных динамических колебаний.

**Достоверность результатов** работы обеспечивается обоснованным использованием положений классических контактных задач теории упругости.

Теоретические исследования и расчеты подтверждены собственными экспериментами, проведенными на установке с использованием высокоразрешающего лазера и аттестованными электронными приборами, с обязательной оценкой погрешности измеряемых величин.

**Практическая реализация работы.** В результате научных исследований разработаны теоретические и практические рекомендации по проектированию шатунного узла двигателя А-41 (ОАО «Алтайдизель») В качестве практического применения созданной методики инженерного расчета контактных взаимодействий представлены результаты исследований условно-неподвижных соединений, входящих в узел, от прочности, долговечности, работоспособности которых зависит в конечном итоге нормальная эксплуатация рассматриваемой конструкции в целом.

В целом сходимость теоретических и экспериментальных результатов удовлетворительна. Обработка расчетных и экспериментальных данных показала, что расхождение результатов не превышало, в среднем, 8 – 10 %.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований характеристик контакта реальных условно-неподвижных соединений позволяют сказать о правильности выбора теоретических предпосылок, динамической модели упругого контактного взаимодействия в пределах трения покоя, а также о необходимости использования в инженерных расчетах на прочность и жесткость соединений разработанной методики.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались автором, обсуждались и были одобрены на научных семинарах кафедр «Прикладная механика» АлтГТУ им. И.И. Ползунова (г. Барнаул), «Теоретическая и прикладная механика» ТПУ (г. Томск), на научно-технической конференции «Новые технологии и системы

обработки в машиностроении» (г. Донецк, 1994), на Российской научно-технической конференции «Новые материалы и технологии» (г. Москва, 1994), на Международной научно-технической конференции «Надежность машин и технологического оборудования» (г. Ростов-на Дону, 1994), на Международной научно-технической конференции «Проблемы повышения качества машин» (г. Брянск, 1994), на Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (г. Омск, 1995), на III Всероссийской юбилейной научно-практической конференции (г. Бийск, 1995), на 5-ом Международном симпозиуме INSYCONT (Польша, г. Краков, 1998), на Всероссийской научно-технической конференции «Технологические проблемы производства элементов и узлов изделий авиакосмической техники» (г. Казань, 1998), на Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века» (г. Севастополь, 1998, 2000, 2001, 2002).

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Динамическая модель механического контактирования условно-неподвижных соединений, позволяющая описывать контактные колебания сопрягаемых тел.
2. Численно-аналитический метод расчета нелинейных контактных деформаций сопряженных шероховатых поверхностей условно-неподвижных соединений.
3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований нормальных и тангенциальных контактных колебаний сопряженных шероховатых и гладких сфер и шероховатых поверхностей при ударных и вибрационных нагрузках в пределах трения покоя.
4. Амплитудно-частотные характеристики контактных колебаний нормального и тангенциального направлений в пределах трения покоя.
5. Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамической контактной податливости для резьбовых, клиновых и соединений с натягом при различных условиях контактирования.

**Публикации.** По теме диссертационной работы опубликованы 53 работы, в том числе одна монография и 2 авторских свидетельства.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, 7 разделов, заключения, списка литературы и приложений. Работа представлена на 272 страницах, включает 8 таблиц, 116 рисунков, библиографию из 269 наименований и приложений на 24 страницах.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность работы, изложена цель исследований, изложены основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая ценность работы.

**В первой главе** проведен обзор статических и динамических контактных задач. Анализируются вопросы контактирования, представляющие интерес для решения проблемы.

Вопросами контактного взаимодействия в условиях трения покоя занимались многие ученые: А.В. Верховский, И.С. Ренкин, Г.А. Томлинсон, А.И. Мандельштам, С.Э. Хайкин, Е.А. Чудаков, В.С. Щедров, Д. Тейбор, Ф. Боуден. Значительный вклад в разработку и создание моделей процесса деформирования в зоне контакта твердых тел в нормальном и касательном направлениях внесли исследователи и ученые: Р.Д. Миндлин, С.Катанео, И.Р. Коняхин, Х. Дересевич, А.И. Лурье, Б.П. Митрофанов, Д.Н. Решетов, З.М. Левина, Н.Б. Демкин, И.В. Крагельский, Э.В. Рыжов, В.И. Максак, В.М. Хохлов.

В работах рассмотрены закономерности поведения контакта твердых тел при различных программах нагружения в статических условиях, при этом показано, что деформации и рассеяние энергии в зоне контакта деталей весьма значительны в общем балансе деформаций и диссипации механической энергии узлов и машин.

Работы Д.М. Толстого, Г.Я. Пановко, Н.А. Броновца, Р.Ф. Нагаева, Д.Р. Геккера, Г. Польцера, Я. Халаумбренера, Р.В. Клинта, С.Г. Костогрыза, А.Н. Тритенко, Я.И. Куна, А.А. Максименко и других ученых посвящены теоретическому и экспериментальному исследованию процессов, происходящих в контакте твердых тел при динамических нагрузках. Авторами указывается на сложность процессов, протекающих в этих условиях, а также то, что процессы деформирования и диссипации энергии в контакте при динамическом нагружении обуславливают точность, надежность и долговечность машиностроительных конструкций.

В разделе также конкретизирована актуальность и практическая значимость исследований. Подведен итог анализа научных разработок, определены задачи и пути решения рассматриваемой проблемы.

**Во второй главе** осуществляется выбор расчетной модели единичного выступа и шероховатой поверхности при статическом действии нагрузок тангенциального и нормального направления на механический

контакт в пределах трения покоя. Выступы шероховатых слоев контактирующих поверхностей моделировались сферами.

За основу было принято решение Р. Миндлина. Им рассмотрена задача о контакте упругих сфер одинакового радиуса, прижатых друг к другу силой  $N$ . Распределение нормальных напряжений  $\sigma$  по площадке соприкосновения (кругу радиусом  $a$ ) принимается соответствующим закону Герца:

$$\sigma = \frac{3N}{2\pi a^3} (a^2 - \rho^2)^{1/2}. \quad (1)$$

Смещение при действии переменной тангенциальной нагрузки в случае контакта шероховатых сфер (рис. 1) определяется следующим образом:

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

При переходе от единичной микронеровности к шероховатой поверхности смещение определяется формулой:

$$\Delta_m = [2(1-(\tau_i^* - \tau_i)/2fq)^{2/(2\nu+1)} - (1 - \tau^*/fq)^{2/(2\nu+1)} - 1] \times \frac{\chi_m f \delta}{(1-\mu)n_a n_g}. \quad (3)$$

Для оценки нормальных смещений в упругом диссипативном контакте в работе использовалось решение А.А. Ланкова для случая контакта шероховатой сферы и плоскости:

$$\delta = (1 + \beta^{3/2}) k N^{2/3} / 2\beta. \quad (4)$$

При этом считается, что шероховатый слой может деформироваться упруго, пластически и пластически с упрочнением, а сфера деформируется только упруго. Расчеты, проведенные А.Н. Тритенко, позволяют непосредственно определить значение коэффициента сжатия эпюры контактных давлений  $\beta$ . Здесь приняты обозначения:  $N$  и  $\delta$  – нормальная нагрузка и сближение;  $k$  – коэффициент пропорциональности между сближением и силой в формуле Герца.

На основе метода наименьших квадратов было сделано аппроксимирование формулы (4). Получено выражение после разложения в ряд Тейлора в окрестностях точек статического равновесия (точка  $M_1$  – для активного этапа и точка  $M_2$  – для пассивного, рис. 2):

$$N = N_0 + K_1(\delta - \delta_0) + K_2(\delta - \delta_0)^2 + K_3(\delta - \delta_0)^3 \quad (5)$$

После преобразования координат получен ряд, сумма первых трех членов позволила проводить расчеты с достаточной степенью точности:

$$F = K_1 x + K_2 x^2 + K_3 x^3, \quad (6)$$

где  $F$  – упругая восстанавливающая сила,  $x$  – преобразованная координата величины сближения (рис. 2).

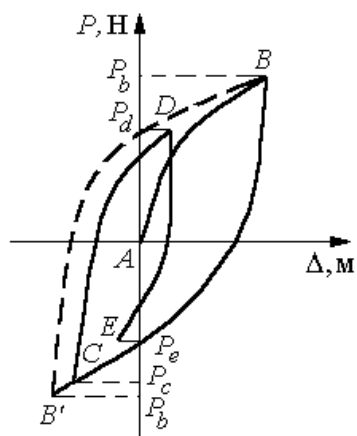


Рис. 1. Смещение контакта единичных сферических выступов.

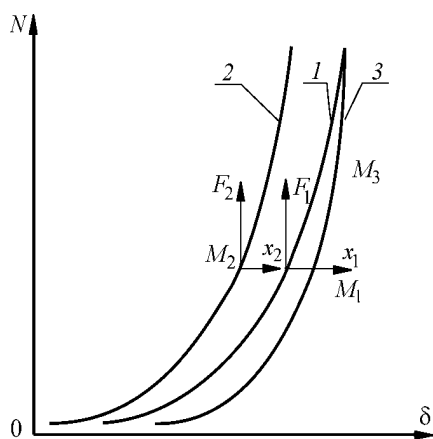


Рис. 2. Зависимость сближения от усилия поджатия.

1 – пластическое деформирование; 2 – упругое деформирование;  
3 – кривая разгрузки.

Для случая контакта шероховатой и гладкой поверхностей принято уравнение Крагельского – Демкина:

$$\delta = \left[ \frac{5Nr^{1/2}(1-\mu^2)R_{\max}^v}{A_c b v (v-1) k_1 E} \right]^{2/(2v+1)}, \quad (7)$$

где  $A_c$  – контурная площадь контакта,  $k_1$  – постоянная интегрирования, зависящая от  $v$ .

**В третьей главе** рассматривается динамическая модель упругого контактного взаимодействия нормального и тангенциального направлений в пределах трения покоя.

Принятые допущения относятся к контакту сфер и поверхностей.

1. Шероховатость моделируется сегментами эллипсоидов с одинаковыми радиусами главных кривизн, вершины которых распределены согласно детерминированной кривой опорной поверхности.
2. Ввиду того, что деформации в зоне контакта превышают на порядок общие деформации тел, последними можно пренебречь.
3. Массой выступов шероховатого слоя можно пренебречь, ввиду их малости, по сравнению с массой контактирующих тел.
4. Все касательные силы считаются лежащими в плоскости контактирования.
5. Диссипация энергии на площадках контакта представляется микротрением в зонах проскальзывания – в касательном направлении и за счет явления «всплывания» – в нормальном направлении.
6. Характерные времена протекания процессов деформирования на площадках контакта много больше периодов собственно колебаний твердых тел.
7. Диссипация энергии и трение в зонах проскальзывания не зависят от частоты нагружения и скорости деформирования.

Дифференциальное уравнение подвижного тела контактной пары в условиях нормальных вынужденных колебаний имело вид:

$$m\ddot{x} + \bar{K}_1 \bar{x} + \bar{K}_2 \bar{x}^2 + \bar{K}_3 \bar{x}^3 = P \sin \omega t, \quad (8)$$

где  $m$  – масса штампа (для контакта сфер – масса штампа с запрессованными в него сферами); коэффициенты  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ , характеризующие силы восстановления и диссипации.

Данная механическая система является нелинейной и обладает значительной диссипацией энергии, поэтому уравнение движения интегрировалось при помощи степенных рядов. Восстанавливающая сила представлена в виде кусочно-нелинейных функций с разложением в окрестностях точек статического равновесия (задача Коши). Начальными

условиями каждого последующего этапа были конечные условия предыдущего.

Для определения сближения на каждом этапе ограничивались суммой первых четырех значащих членов ряда, поскольку последующие, ввиду их малости, не вносили существенных изменений в конечный результат.

Решение уравнения имеет вид:

$$x = \begin{cases} \bar{a}_1 t_1 + \bar{a}_3 t_1^3 + \bar{a}_4 t_1^4 + \bar{a}_5 t_1^5, & 0 \leq t_1 \leq t_1^*, \\ \bar{b}_0 + \bar{b}_2 t_2^2 + \bar{b}_4 t_2^4 + \bar{b}_6 t_2^6, & 0 \leq t_2 \leq t_2^*, \\ \bar{a}_1 t_3 + \bar{a}_3 t_3^3 + \bar{a}_4 t_3^4 + \bar{a}_5 t_3^5, & 0 \leq t_3 \leq t_3^*, \\ \bar{b}_0 + \bar{b}_2 t_4^2 + \bar{b}_4 t_4^4 + \bar{b}_6 t_4^6, & 0 \leq t_4 \leq t_4^*, \end{cases} \quad (9)$$

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

В случае упругого контакта тангенциального направления сфер и поверхностей первый этап нагружения (ветвь  $AB$  рис. 1) описывался уравнением.

$$\bar{P} = f \cdot N(1 - (1 - \bar{\Delta} / \Delta_p)^j), \quad (10)$$

Далее в условиях статического действия знакопеременного тангенциального нагружения верхнего тела процесс контактного взаимодействия описывался петлей механического гистерезиса, ветви которой определялись следующими выражениями:

$$\bar{P} = fN[\pm 2(1 - (\Delta^* \pm \bar{\Delta}) / 2\Delta_p)^j \pm (1 - \Delta^* / \Delta_p)^j \pm 1], \quad (11)$$

где  $\bar{P}, \bar{P}, \bar{\Delta}$  – текущие значения касательных сил и смещений, соответствующих нисходящей ( $\leftarrow$ ) и восходящей ( $\rightarrow$ ) ветвям петли;  $\Delta^*$  – амплитудное значение смещения;  $\Delta_p$  – предельное смещение;  $f$  – коэффициент трения покоя;  $N$  – нормальное усилие сжатия,  $j$  – показатель степени: для контакта шероховатых и гладких сфер равен  $3/2$ , а для контакта шероховатых поверхностей равен  $(2\nu + 1)/2$ ,  $\nu$  – параметр шероховатости кривой опорной поверхности.

Дифференциальное уравнение подвижного тела контактной пары в тангенциальном направлении имело вид:

$$m\ddot{\Delta} + \ddot{\Phi}(\Delta) = P \sin \omega t, \quad (12)$$

где  $m$  – масса штампа (для контакта сфер – масса штампа с запрессованными в него сферами),  $\ddot{\Phi}(\Delta)$  – нелинейная функция, характеризующая восстанавливающую силу и диссипацию энергии одного периода. Функция записывается в виде кусочно-нелинейных функций, выраженных полиномами Тейлора,  $P$  – амплитудное значение внешней вынуждающей нагрузки,  $\omega$  и  $t$  – циклическая частота и время процесса. Знаки « $\rightarrow$ » и « $\leftarrow$ » относились к активному и пассивному процессу деформирования соответственно.

Согласно принятым допущениям о трении в зонах проскальзывания,  $\ddot{\Phi}(\Delta)$  – суть уравнения (12), анализ которого показал, что восстанавливающая сила и диссипация механической энергии определялись амплитудой смещения и не зависели от частоты процесса. Дифференциальное уравнение является нелинейным и относится к неконсервативным системам.

Искомое решение уравнения имело вид.

$$\Delta = \begin{cases} \sum_{n=0}^{\infty} \bar{A}_n t_1^n; 0 \leq \bar{\Delta} \leq \Delta_1; 0 \leq t_1 \leq t_1^*; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \bar{B}_n t_2^n; 0 \leq \bar{\Delta} \leq \Delta_1; 0 \leq t_2 \leq t_2^*; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \bar{D}_n t_3^n; -\Delta_2 \leq \bar{\Delta} \leq 0; 0 \leq t_3 \leq t_3^*; \\ \sum_{n=0}^{\infty} \bar{E}_n t_4^n; -\Delta_2 \leq \bar{\Delta} \leq 0; 0 \leq t_4 \leq t_4^*; \\ \sum_{m=0}^{\infty} \bar{C}_m t_5^m; 0 \leq \bar{\Delta} \leq \Delta_{i+1}; 0 \leq t_5 \leq t_5^*, \end{cases} \quad (13)$$

Выражения для определения скорости и ускорения находились из почленного дифференцирования рядов.

Коэффициенты рядов определяются по рекуррентным формулам: – для сфер  $j = 3/2$ ; для поверхностей –  $j = (2\nu + 1)/2$ . Метод нахождения коэффициентов приведен для первой четверти периода.

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

$$\begin{aligned} A_2 = \ddot{\Delta}/2! &= -fN(1 - (1 - \bar{\Delta}/\Delta_p)^j)/2m + P \sin \omega t / 2m = P \sin \omega t / 2m; \\ A_3 = \dddot{\Delta}/3! &= (-fN(1 - (1 - \bar{\Delta}/\Delta_p)^j)')/6m + P\omega \cos \omega t / 6m = \\ &= fNj \cdot (1 - \bar{\Delta}/\Delta_p)^{(j-1)} \cdot (-\dot{\bar{\Delta}}/\Delta_p) / 6m + P\omega \cos \omega t / 6m = \\ &= -fNjA_1 / 6m\Delta_p + P\omega \cos \omega t / 6m; \\ A_4 = \ddot{\ddot{\Delta}}/4! &= (fNj \cdot (1 - \bar{\Delta}/\Delta_p)^{(j-1)} \cdot (-\dot{\bar{\Delta}}/\Delta_p))' / 24m - P\omega^2 \sin \omega t / 24m = \\ &= (fNj / 24m\Delta_p)(A_1^2 / \Delta_p - A_2) - P\omega^2 \sin \omega t / 24m; \end{aligned} \quad (14)$$

Решение будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \Delta = A_1 t_1 + A_2 t_1^2 + A_3 t_1^3 + A_4 t_1^4 = V_0 t_1 + (P \sin \omega t / 2m) \cdot t_1^2 + \\ + (-fNjA_1 / 6m\Delta_p + P\omega \cos \omega t / 6m) \cdot t_1^3 + \\ + [(fNj / 24m\Delta_p)(A_1^2 / \Delta_p - A_2) - P\omega^2 \sin \omega t / 24m] \cdot t_1^4. \end{aligned} \quad (15)$$

Аналогично определяются решения для остальных четвертей периода при условии, что начальными условиями каждой последующей части периода будут конечные предыдущего (задача Коши).

Как правило, соединение работает под воздействием одновременно изменяющихся во времени нормальной и тангенциальной составляющих внешнего динамического воздействия. Такая нагрузка приводит к контактному смещению в обоих направлениях. Известно, что в упругом контакте на колебания в нормальном направлении тангенциальная составляющая динамического усилия не оказывает значительное воздействие. Оценочные расчеты показали, что увеличение 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. Поэтому задача оценки поведения контактной пары при произвольном направлении внешнего воздействия к плоскости контактирования заключалась в определении контактных касательных колебаний.

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

В случае сложного динамического нагружения нормально статически поджатого контакта в каждый момент времени нормальное усилие  $N^*$  — является суммой нормальной статической составляющей  $N = \text{const}$  и динамической силы  $N(x)$ , изменяющейся во времени:

$$N^* = N\text{const} + N(x(t)). \quad (16)$$

Учитывая изложенное, можно записать:

$$N^* = \bar{\bar{K}}_1 \bar{\bar{x}} + \bar{\bar{K}}_2 \bar{\bar{x}}^2 + \bar{\bar{K}}_3 \bar{\bar{x}}^3 + N_{\text{const}}, \quad (17)$$

Таким образом, данное решение есть ряд статических задач, позволяющих учесть влияние нормальных перемещений и нагрузки в каждый конкретный момент времени  $t$  на касательные смещения в упругом диссипативном контакте при сложном динамическом нагружении. В формулах по расчету коэффициентов рядов при сложном динамическом нагружении вместо  $N_{\text{const}}$  будет подставляться величина  $N^*$ .

Такой подход позволяет совместить процессы в нормальном и касательном направлениях.

**В четвертой главе** приводятся теоретические исследования контактных колебаний нормального и тангенциального направлений для сфер и поверхностей. При этом все теоретические обоснования и результаты расчетов, приведенные ниже для тангенциального колебательного процесса, сделаны с учетом непосредственного влияния нормальных колебаний на касательные смещения в каждый момент времени.

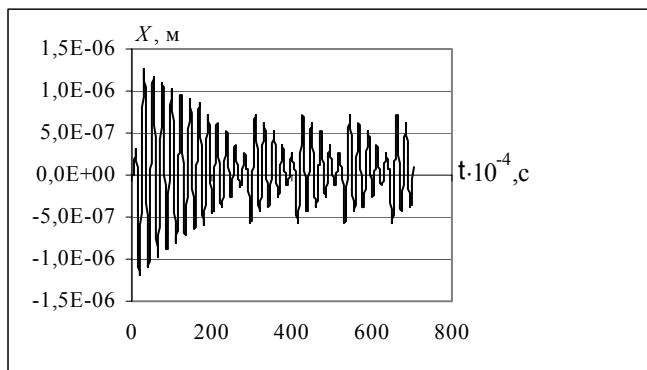
При исследованиях были выбраны следующие изменяемые параметры:  $m$  – масса (в случае контакта шероховатых и гладких сфер – это масса штампа с запрессованными в него соответствующими сферами; при рассмотрении контакта поверхностей – масса шероховатого штампа);  $R$  – радиус сфер (для контакта гладких и шероховатых сфер);  $V$  – начальная скорость движения в нормальном и тангенциальном направлениях (определялась в зависимости от угла наклона грани штампа –  $\alpha$  в соответствии с законом сохранения импульса;  $N$  – усилие нормального статического поджатия верхнего колеблющегося штампа;  $f$  – коэффициент трения покоя; параметры микрогеометрии шероховатого слоя:  $R_{\text{max}}$  – максимальная высота микронеровностей,  $r$  – приведенный радиус микронеровностей,  $b$  и  $v$  – характеристики кривой опорной шероховатой поверхности.

Исследования упругого контакта проводились в условиях свободных и вынужденных колебаний.

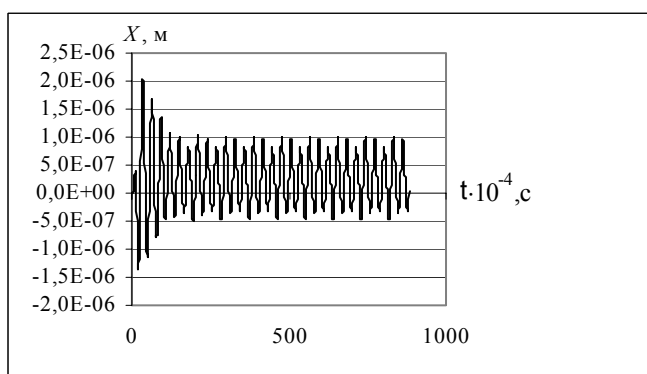
Большинство машин и механизмов работают в условиях различного рода вынуждающих нагрузок, величины и законы изменения которых, как правило, известны. Поэтому важно исследовать поведение контактных пар в условиях вынужденных колебаний в пределах трения покоя. Причем, при рассмотрении тангенциальных контактных колебаний

в каждый момент времени учитывается влияние нормальных контактных перемещений (рис. 3, 4).

*а*

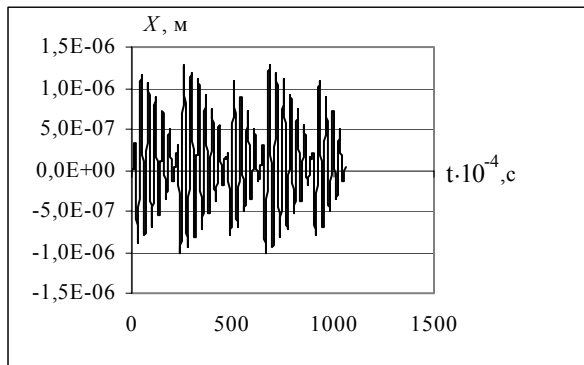


*б*

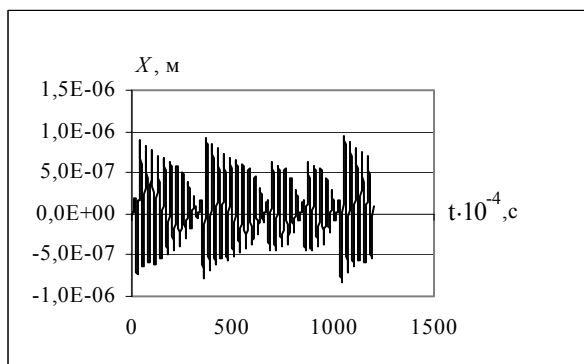


*Рис. 3.* Вынужденные нормальные контактные колебания штампа с шероховатыми сферами при различных параметрах микрогеометрии.  
*а* –  $R_{\max} = 3,78E-06$  м,  $r = 3,7E-04$  м, *б* –  $R_{\max} = 1,75E-05$  м,  $r = 1,0E-04$  м.

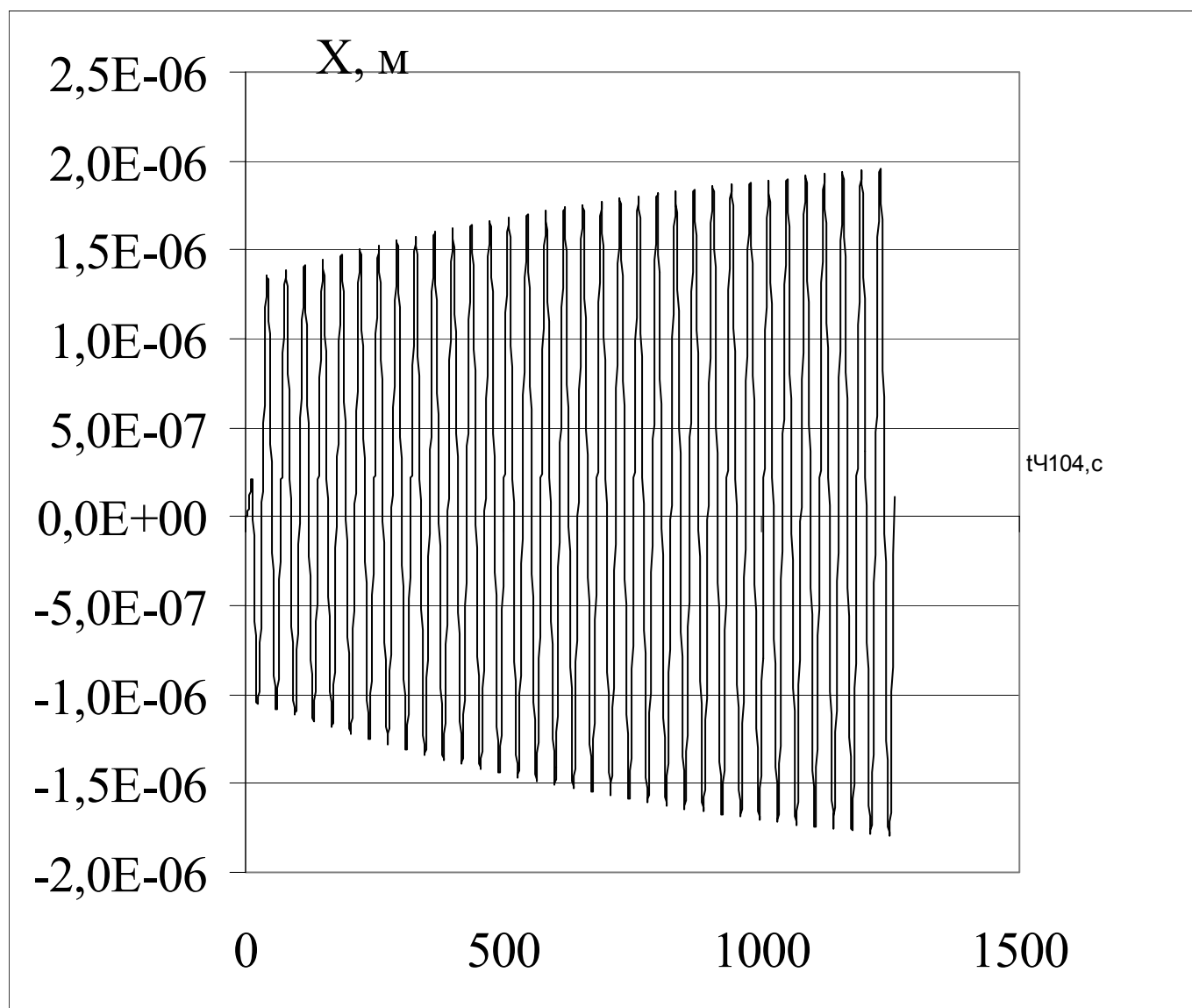
*a*



*б*

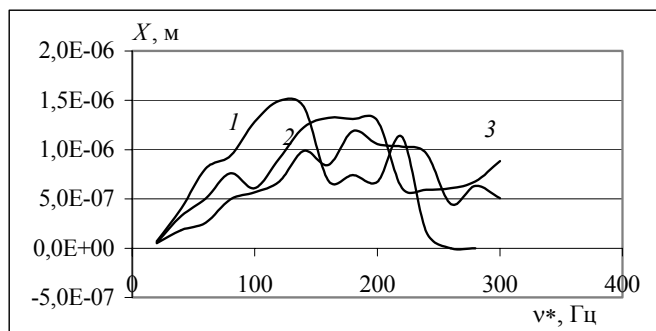


*Рис. 4.* Вынужденные нормальные контактные колебания штампа с шероховатыми сферами при изменении величины статического поджатия.  
*a* –  $N = 20$  Н, *б* –  $N = 40$  Н

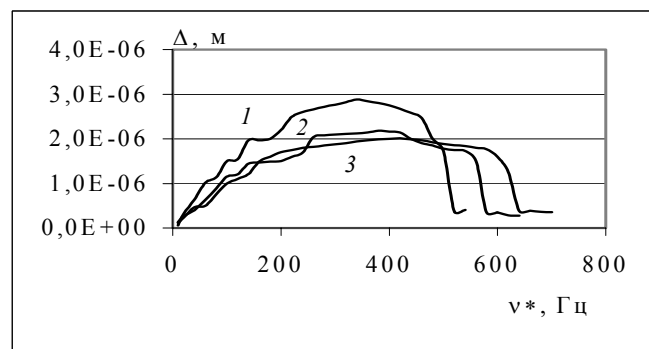


*Рис. 5.* Вынужденные нормальные контактные колебания штампа с шероховатыми сферами в условиях резонанса.

Приведенная методика расчета контактных колебаний в нормальном и тангенциальном направлениях при динамическом воздействии в условиях вынужденных колебаний позволяет определять АЧХ в широком спектре контактных условий (рис. 6,7). Разработанная модель позволяет определять амплитудные значения сближения, динамическую жесткость и прочность контактной пары, частоты процессов и параметры резонанса, а также величину диссипации механической энергии.



*Рис. 6.* Амплитудно-частотные характеристики нормальных контактных колебаний шероховатых сфер при различной нормальной статической жесткости. 1 –  $N = 10$  Н, 2 – 20 Н, 3 – 30 Н.



*Рис. 7.* Амплитудно-частотные характеристики тангенциальных контактных колебаний шероховатых сфер при различных параметрах микрогеометрии.

$1 - R_{\max} = 1,75E-05 \text{ м}, r = 1E-04 \text{ м}; 2 - R_{\max} = 7,5E-06 \text{ м},$   
 $r = 1,8E-04 \text{ м}; 3 - R_{\max} = 5E-06 \text{ м}, r = 3E-04 \text{ м}.$

**В пятой главе** рассматривается динамическая модель упругого контактного взаимодействия применительно к условно-неподвижным соединениям (резьбовым, клиновым и соединениям с натягом).

Исследования проводились на одиночном винтовом соединении (рис. 8), выступы контактных поверхностей которого моделируются в виде эллипсоидов с одинаковыми радиусами главных кривизн. При конструировании узлов точных конструкций, различных соединений деталей машин, в частности резьбовых, в расчетах на прочность и жесткость учет контактных касательных и нормальных перемещений в пределах трения покоя позволяет выявить дополнительные ресурсы прочности соединений еще на стадии проектирования.

При расчете резьбового соединения необходимо учитывать, наряду с собственной жесткостью соединений, динамическую контактную жесткость. Существующие расчетные методы определения податливости винта и стягиваемых деталей не учитывают контактных деформаций, возникающих ввиду наличия микронеровностей сопрягаемых поверхностей. Однако экспериментально установлено существенное влияние на податливость резьбы и промежуточных деталей контактных смещений на рабочих поверхностях резьбового соединения. Упругие перемещения плоских стыков при нагружении центрально приложенной статической силой  $F$  определяются по формуле

$$\delta = k \cdot F, \quad (18)$$

Полагая, что витки резьбы благодаря малому углу подъема имеют кольцевую форму, можно считать стыковые поверхности резьбового соединения плоскими.

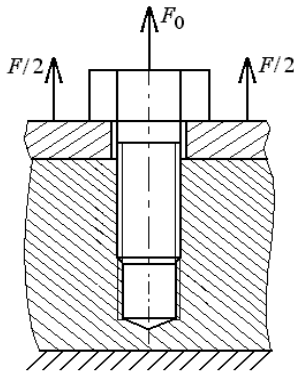


Рис. 8. Винтовое соединение.

Тогда, используя зависимость(21) применительно к сложному динамическому нагружению резьбового соединения, можно получить расчетную формулу для оценки динамической нормальной контактной податливости:

$$k_N = x(t) / N^*, \quad (19)$$

где  $x$  – амплитудное значение нормального контактного смещения, изменяющегося во времени,;  $N^*$  – нормальное усилие, являющееся в случае динамического воздействия нормально поджатого контакта в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей  $N = \text{const}$  и динамической силы  $N(x)$ , изменяющейся во времени (при расчете податливости принимается также амплитудная величина силы).

Тогда с учетом контактных деформаций формула для расчета податливости винта преобразована:

$$\lambda_B = \frac{l_B}{E_B A_B} + \lambda_p + \lambda_\Gamma + k_N, \quad (20)$$

А формула для определения податливости деталей:

$$\lambda_d = l_d / E_d A_d + k_N. \quad (21)$$

где  $l_B$  – расчетная длина винта,  $A_B$  – площадь поперечного сечения винта,  $E_B$  – модуль упругости материала винта,  $\lambda_p$  - податливость резьбы,  $\lambda_\Gamma$  – податливость головки винта,  $l_d$  – суммарная толщина соединяемых

соединяемых деталей,  $E_d$  – модуль упругости материала деталей,  $A_d$  – площадь условного цилиндра.

Предварительно затянутое соединение, нагруженное внешней продольной силой, относится к основному расчетному случаю. Однако на практике встречаются соединения, нагруженные поперечной силой. Такое соединение должно выдерживать различные сдвигающие нагрузки.

Для инженерных расчетов в этом случае важно учитывать касательную контактную податливость:

$$k_\tau = \Delta(x; t) / N^* f, \quad (22)$$

где  $\Delta(x; t)$  – касательные контактные колебания, являющиеся функцией от  $x$  – нормальных контактных колебаний в каждый момент времени при общем случае динамического нагружения.;  $f$  – коэффициент трения покоя.

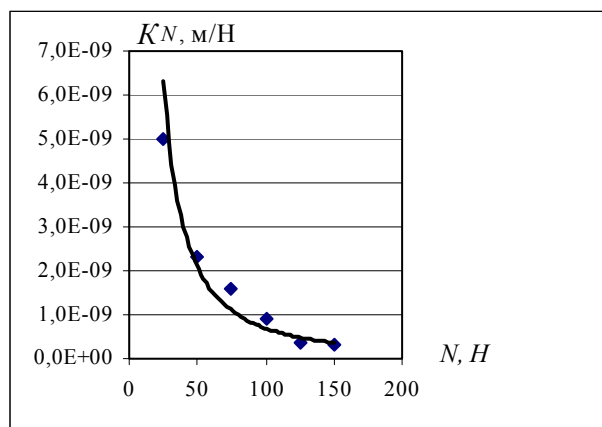
Используя приведенные формулы, можно определить жесткость условно-неподвижного соединения с учетом динамической контактной жесткости и процессов, протекающих на контактирующих поверхностях.

Современные требования, предъявляемые к высокоточной работе условно-неподвижных соединений, вызывают необходимость обеспечить работу в контакте в упругой области, так как при нагружении за их пределами, до наступления срыва, в стыках возникают ощутимые смещения, которые носят пластический характер.

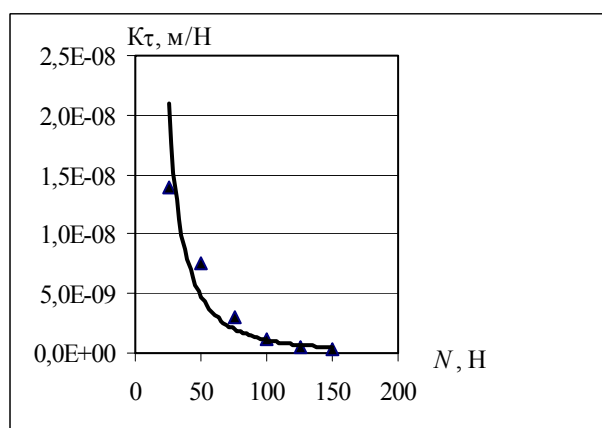
Для осуществления работы в зоне упругой деформации материала необходимо, чтобы значения не только номинального ( $\sigma_A$ ), но и контурного ( $\sigma_c$ ) давления не превышали предела текучести  $\sigma_T$ .

При расчете резьбовых соединений на срез значение контурных касательных напряжений, вызывающих только упругие перемещения в стыке, необходимо выбирать равными  $\tau_y = \sigma_T f_y$ , где  $f_y$  – коэффициент трения, соответствующий упругой деформации.

Теоретические расчеты позволяют оценить динамическую контактную податливость резьбового соединения в нормальном и касательном направлениях при изменении параметров контактирования (рис. 9).



*б*



*Рис. 9.* Изменение динамической контактной нормальной (*а*) и касательной (*б*) податливостей резьбового соединения при различном начальном давлении.

При рассмотрении соединений с натягом в качестве рассматриваемой модели принимаем цилиндрическое прессовое соединение вал–втулка, нагруженное осевой силой  $P_z$  (рис. 10).

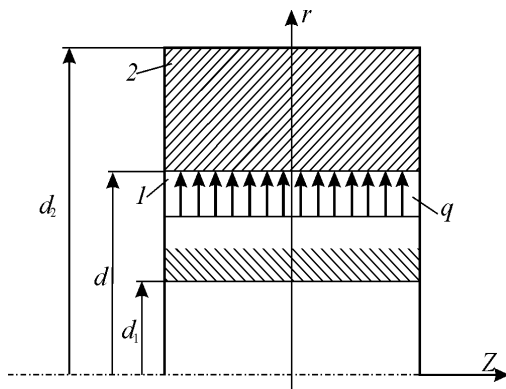


Рис. 10. Цилиндрическое соединение с натягом.

Для обеспечения неподвижности соединения номинальные контактные давления  $q_0$  должны быть такими, чтобы силы трения превышали внешние сдвигающие нагрузки:

$$q_0 \geq P_z k / \pi d l f, \quad (23)$$

где  $k$  – коэффициент запаса сцепления,  $f$  – коэффициент трения.

При выборе внешней нагрузки необходимо стремиться к тому, чтобы смещения рабочих поверхностей соединения не переходили в область пластических деформаций, так как это приводит к уменьшению внутреннего давления и, как следствие, увеличению дополнительной нагрузки на соединение.

При этом условие отсутствия пластических деформаций следующее:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_t - \sigma_r = 2q_0 / (1 - (d / d_2)^2) \leq \sigma_T \quad (24)$$

Кроме того, при передаче нагрузки прессовыми соединениями на поверхностях контакта возникают касательные напряжения  $\tau$ . Наибольшие значения их определяются выражением.

$$\tau_{\text{max}} = q_0 f \leq \tau_T, \quad (25)$$

При прочностных расчетах не учитывают деформации, перемещения, напряжения, возникающие в поверхностных шероховатых слоях сопряженных деталей соединения в пределах трения покоя. Упругие контактные перемещения в нормальном и в касательном направлениях оказывают существенное влияние на формирование величины натяга.

Податливость соединения с натягом увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя сопрягаемых деталей.

Динамическая податливость в контакте соединения с натягом в нормальном направлении будет определяться общим выражением:

$$K_N = x(t) / N^*, \quad (26)$$

где  $x(t)$  – нормальное контактное смещение, изменяющееся во времени в случае действия динамической нагрузки;  $N^*$  – нормальное динамическое усилие. При статических условиях в знаменателе будет стоять величина номинального давления в соединении  $q_0$ .

С учетом динамической нормальной контактной податливости шероховатого слоя в соединении номинальное давление будет определяться выражением

$$q_0 = \delta_H / 2(\lambda_1 + \lambda_2 + K_N). \quad (27)$$

где  $\delta_H$  – номинальный натяг;  $\lambda_1, \lambda_2$  – податливости деталей соединения.

Таким образом, номинальное давление в соединении с натягом будет уменьшаться, следовательно, фактическая величина натяга будет так же меньше минимального расчетного значения.

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

$$K_\tau = \Delta(x(t); t) / N^* f. \quad (28)$$

Для общего случая одновременного динамического нагружения соединения в нормальном и 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 осевой динамической нагрузки на соединение с натягом динамическая контактная касательная податливость шероховатого слоя определяется следующим образом:

$$K_\tau = \Delta^* / \tau^*, \quad (29)$$

где  $\Delta^*$  – амплитудное значение вынужденных касательных контактных колебаний в пределах предварительного смещения;  $\tau^*$  – касательное напряжение, соответствующее амплитуде смещения –  $\Delta^*$ .

Расчеты показали, что податливость соединений с натягом как в нормальном, так и в касательном направлении увеличивается с учетом

динамической контактной податливости соединения. В частности, номинальное давление в соединении, а следовательно, и величина самого минимального натяга уменьшается при различных параметрах контактирования от 10 до 15%.

Приведенная динамическая модель упругого контактного взаимодействия применительно к соединениям с натягом позволяет проводить расчет на прочность и жесткость реальных соединений с учетом процессов, протекающих в контакте. Разработанная методика расчета дает возможность создавать условно-неподвижные соединения точных механизмов, прецизионных приборов с заранее заданными прочностными характеристиками, что позволяет продлить срок их службы и облегчить эксплуатацию.

По величине динамической контактной податливости возможна оценка прочности соединения в том или ином направлении при работе соединения в условиях динамического нагружения (рис. 11, 12).

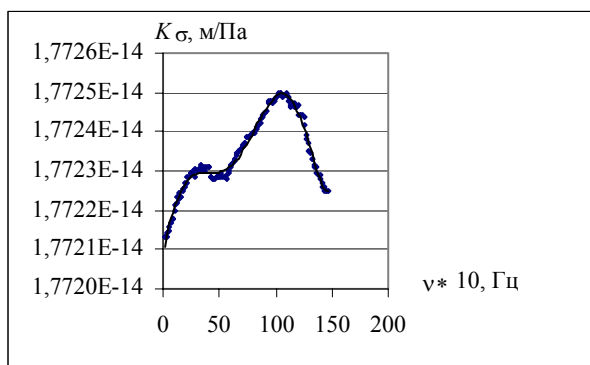


Рис. 11. Изменение коэффициента динамической нормальной контактной податливости при различных параметрах динамического процесса  $\nu^*$  в соединении с натягом. Условия контактирования:  $P = 100$  Н (при  $\nu^* = 1080$  Гц – резонанс)

привести к аварии. В процессе обработки статическое трение под действием сил резания ослабевает, и при известных условиях возможно саморасклинивание. Для того чтобы этого не происходило, в расчеты вводят показатель запаса самоторможения  $K$ :

$$K = (\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \varphi_1) / \operatorname{tg} \alpha. \quad (33)$$

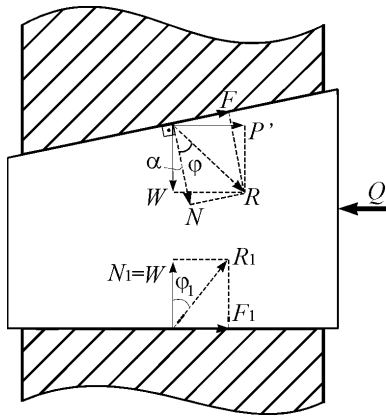


Рис. 13. Схема для расчета характеристик односкосого клина.

Для того чтобы оценить влияние контактного взаимодействия поверхностей клинового соединения на процесс расклинивания, можно воспользоваться зависимостями для определения тангенциальных и нормальных упругих контактных смещений как в статических условиях, так и при динамическом возбуждении. По наклонной верхней поверхности соединения будут наблюдаться смещения в тангенциальном и в нормальном направлениях.

При анализе процессов, происходящих на поверхностях клинового соединения, принималась схема нагружения, при которой  $P \sin \omega t$  – вынуждающее динамическое усилие, изменяющееся по гармоническому закону, совпадало по направлению с силой выталкивания  $Q_B$ . Динамическая составляющая уменьшает общую силу саморасклинивания стыка.

Для определения этой общей силы  $Q_B^*$  использовалась методика определения упругих касательных и нормальных контактных

смещений в условиях динамического нагружения по обеим поверхностям клинового соединения.

По приведенной выше динамической модели контактного взаимодействия рассчитывалось амплитудное значение контактного смещения  $\Delta^*(t)$  или в случае одновременного и нормального и касательного контактного взаимодействия (наклонная поверхность) –  $\Delta^*(x(t); t)$ , где  $x(t)$  – нормальное контактное смещение.

С учетом  $\Delta^*$  определялось амплитудное значение нагрузки, вызывающей это смещение  $P^*$  по обеим поверхностям  $P_1^*(\Delta_1^*)$  и  $P^*(\Delta^*)$ .

Суммарная сила выталкивания, вызывающая расклинивание соединения, определялась:

$$Q_b^* = Q_b - (P_1^*(\Delta_1^*) + P^*(\Delta^*)). \quad (34)$$

Расчеты общей силы саморасклинивания стыка с учетом динамической составляющей проводились при изменении какого-либо одного из параметров при сохранении прочих равных условий контактирования (рис. 14, 15).

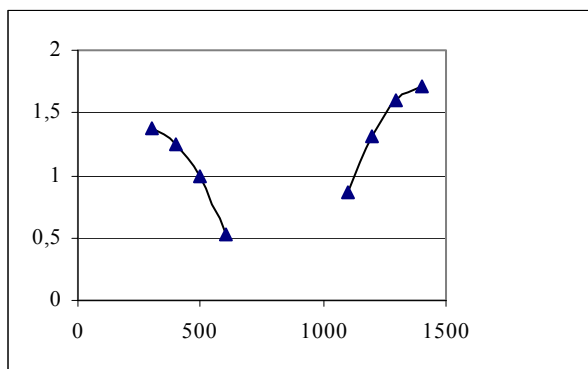


Рис. 14. Зависимость  $Q_b^*$  от изменения параметра динамического процесса  $v^*$  клинового соединения для стали 3 при  $P=0,5H$ . При  $v^*=900$  Гц – резонанс

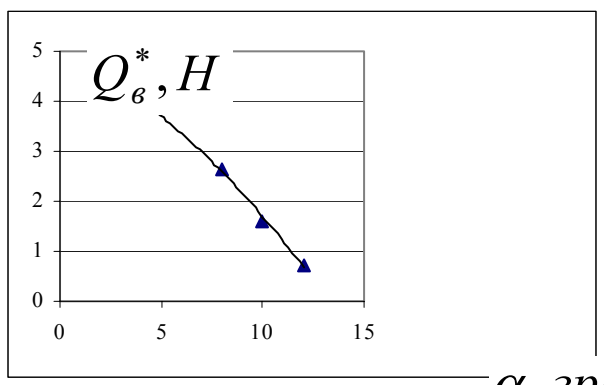


Рис. 15. Зависимость  $Q_v^*$  от величины угла скоса клина  $\alpha$  для стали 3 при  $P = 0,2 \text{ H}$ ,  $v^* = 600 \text{ Гц}$

Таким образом, можно заключить, что общее усилие, вызывающее раскрытие стыка, при действии динамического возбуждения будет меньше, чем  $Q_v$  при статических условиях работы соединения.

На основе созданной динамической модели механического контакта при тангенциальных и нормальных вынужденных колебаниях разработан метод расчета динамических параметров условно-неподвижных соединений. Уточненный расчет необходим при проектировании ответственных соединений машиностроительных конструкций.

**Шестая глава** посвящена описанию экспериментального комплекса по исследованию контактных взаимодействий при статических и динамических нагрузках.

Для проведения экспериментальных исследований была создана установка (рис. 13), содержащая: неподвижный нижний гладкий образец в виде цилиндрического штампа; верхний подвижный образец в виде цилиндрического штампа с запрессованными в него гладкими или шероховатыми сферами или контактными дорожками заданной шероховатости, (при изучении динамических характеристик контакта условно-неподвижных соединений используются соответствующие пары), устройство для создания нормального статического поджатия, устройство для создания ударного импульса; устройство для фиксации контактных колебаний верхнего штампа. При исследовании резьбовых соединений нормальное статическое нагружение осуществляется при завинчивании

резьбы определенным усилием затяжки. Это достигается использованием специального ключа с монометром, позволяющего затянуть соединение с заданной силой. То же самое можно сказать о запрессовке определенной величины для клиновых и соединений с натягом.

На представленной установке можно задать различного вида динамическое возбуждение.

Устройство для ударного нагружения выполнено в виде маятника с ударником, фиксация угла отклонения ударника производилась электромагнитом. Для создания сложного ударного импульса, боковая грань верхнего штампа срезана под определенным углом, в отличие от строго вертикального положения грани верхнего образца при простом тангенциальном ударном нагружении.

В работе моделируются процессы контактного взаимодействия при различных видах динамических нагрузок.

При рассмотрении вынужденных колебаний вынуждающее усилие создается при помощи устройства, включающего в себя электромагнитную катушку, работающую от генератора и способную создавать вынуждающую динамическую нагрузку заданной амплитуды и частоты.

Процесс контактных колебаний фиксируется бесконтактным методом, для чего используется сканисторный измеритель виброперемещений, построенный по схеме сканисторного фотопотенциометра с компенсирующей положительной обратной связью.

В качестве излучателя сетевого потока использован полупроводниковый лазер, который через систему линз засвечивает боковую поверхность колеблющегося образца. Отраженный от боковой поверхности образца сигнал, проходя через систему линз, принимается фотоприемником и через усилитель подается на экран осциллографа.



шлицевое соединение (клин), состояние которого зависит от параметров контактирования шлицев.

По результатам теоретических расчетов и проведенному эксперименту были разработаны рекомендации по улучшению конструкции шатунного узла с учетом процессов динамического контактного взаимодействия и диссипации механической энергии в соединениях.

Разработанная динамическая модель механического контактирования условно-неподвижных соединений позволила выбрать параметры контакта, которые оказывают существенное влияние на динамические характеристики работы соединений – динамическую контактную податливость или жесткость, а именно: статическое усилие затяжки или поджатия; параметры микрогеометрии шероховатого слоя – максимальная высота микронеровностей, приведенный радиус микронеровностей, параметры кривой опорной поверхности; коэффициент трения покоя, физико-механические характеристики материала деталей.

Обработка расчетных и экспериментальных данных показала удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных результатов. Расхождение полученных результатов не превышало, в среднем, 10 %. Факт расхождения можно объяснить адгезией, не учтенной в расчетных выражениях.

Анализ полученных в результате эксперимента данных позволил сделать вывод о том, что характер зависимостей экспериментальных и теоретических значений амплитуд нормальных и тангенциальных колебаний для равных условий аналогичный.

Шлицевое соединение шатуна и крышки рассматривалось как клиновое соединение. Поэтому помимо уже названных параметров контактирования рассматривался угол скоса  $\alpha$  (двускосый клин с  $\alpha = 45^\circ \pm 20'$ ).

Учитывая условие самоторможения клина с трением по двум поверхностям, наиболее благоприятными условиями эксплуатации будут при  $\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2$ , где  $\operatorname{tg} \varphi_1 = f_1$ ;  $\operatorname{tg} \varphi_2 = f_2$  – тангенсы углов трения и коэффициенты трения по соответствующим поверхностям клина.

Проведенные расчеты показали, что с уменьшением угла  $\alpha$  начинает расти жесткость шлицевого соединения.

В итоге комплексного анализа при заданных динамических нагрузках работы и геометрических размерах конструкции шатунного узла дизеля установлены следующие рекомендации.

Для болтового соединения, осуществляющего крепление крышки и шатуна:

1. Параметры микрогеометрии шероховатого слоя резьбы –  $0,32 \cdot 10^{-6} \leq R_a \leq 1,25 \cdot 10^{-6}$ , м

2. Материал болтов выбирать с высоким пределом текучести (40ХН2МПА с  $\sigma_T = 1600$  МПа).

Для шлицевого соединения:

3. Материал деталей соединения должен иметь высокий предел текучести: не ниже 850 МПа.

4. При выборе материала необходимо учитывать тот факт, что коэффициенты трения покоя должны быть не ниже  $f = 0,25$ . В зависимости от коэффициентов трения рекомендуются следующие углы скоса клина –  $f = 0,25 - \alpha \leq 28^\circ$ ;  $f = 0,3 - \alpha \leq 34^\circ$ .

5. Параметры микрогеометрии поверхностей шлицевого соединения –  $0,32 \cdot 10^{-6} \leq R_a \leq 0,63 \cdot 10^{-6}$ , м.

Предлагаемые рекомендации позволяют существенно повысить динамическую контактную жесткость шлицевого соединения (в 1,5–1,7 раза). При этом крепежные элементы узла работают в пределах упругих деформаций, что исключает раскрытие резьбового стыка, которое может привести к расклиниванию шлицевого соединения. Кроме того, рекомендованные меры позволяют достичь фактической площади пятна контакта по шлицам до 70 %.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований характеристик контакта реальных условно-неподвижных соединений позволяет сказать о правильности выбора теоретических предпосылок, динамической модели упругого контактного взаимодействия в пределах трения покоя, а также о необходимости использования в уточненных инженерных расчетах на прочность и жесткость соединений разработанной методики.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Исходя из научных и практических потребностей и на основании проведенного анализа современного состояния вопроса, была сформулирована научно-техническая проблема и выбран главный объект исследований – упругий механический контакт условно-неподвижных соединений под воздействием различного вида динамических нагрузок.

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

Результаты теоретических и экспериментальных разработок позволили сделать следующие выводы:

1. Результатами исследований контактных перемещений, амплитудно-частотных характеристик колебательных процессов следующих видов контакта: гладкая сфера – плоскость, шероховатая сфера – плоскость, шероховатые поверхности, доказана правильность выбора модели единичного выступа шероховатой поверхности.

2. Разработана динамическая модель, позволяющая рассчитать характеристики нормального и тангенциального контакта при произвольном направлении внешнего воздействия к плоскости контактирования, учитывающая невозможность применения принципа суперпозиции.

3. На основе разработанной динамической модели создан численно-аналитический метод определения динамических характеристик контакта при различных видах динамического нагружения (ударном, вибрационном и т.д.).

4. Произведена оценка влияния на динамические и диссипативные характеристики контакта параметров динамического контактирования с помощью полученных АЧХ механического контакта твердых тел на модели контакта шероховатых сфер и плоскости, а также шероховатых поверхностей.

5. Динамическая модель контактного взаимодействия и созданный на ее основе численно-аналитический метод расчета динамической контактной податливости и прочности соединений адаптированы к инженерным расчетам широкого класса условно-неподвижных соединений.

6. Создан механизм поиска оптимального сочетания параметров контактирования для создания условно-неподвижных соединений с заданными динамическими характеристиками и прогнозированной работой соединений.

7. Создан и зарегистрирован программный комплекс для уточненного расчета динамических характеристик упругого механического контакта при конструировании и создании условно-неподвижных соединений.

8. Разработана экспериментальная установка для моделирования работы широкого класса условно-неподвижных соединений и исследования поведения контактных пар в широком спектре прочностных,

диссипативных и амплитудно-частотных характеристик при ударных, вибрационных и других видах динамических нагрузок.

9. С помощью созданной методики расчета с учетом динамической контактной податливости разработана конкурентоспособная конструкция шатунного узла двигателя А-41 (ОАО «Алтайдизель») с повышенной работоспособностью.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

Монография:

1. Перфильева Н.В. Динамическая модель упругого механического контакта в пределах трения покоя. – Новосибирск: Наука, 2003. – 152 с.

Статьи и тезисы:

2. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Контактная прочность условно-неподвижных соединений в условиях динамических нагрузок // Тез. докл. Всерос. науч. – техн. конф. "Прочность и живучесть конструкций". – Вологда: ВоПИ, 1993. – С. 42–43.

3. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамические контактные смещения в условно-неподвижных соединениях машин // Тез. докл. Междунар. науч. – техн. конф. "Проблемы повышения качества машин". – Брянск, 1994. – С. 19–20.

4. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Оптимизация уровней вибрации и шума машин и приборов // Тез. докл. Междунар. науч. конф. "Экономика и экология: антагонизм или сотрудничество". – Барнаул, 1994. – С. 142–143.

5. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Управление качеством динамической работы условно-неподвижных соединений машин // Тез. докл. Рос. науч. – техн. конф. "Новые материалы и технологии". – М.: МГАТУ, 1994. – С. 12.

6. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Вынужденные тангенциальные контактные колебания условно-неподвижных соединений // Тез. докл. Рос. науч. – техн. конф. "Надежность машин и технологического оборудования". – Ростов-на Дону, 1994. – С. 32.

7. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Нормальные вынужденные колебания жестких стыков машин и механизмов // Тез. докл. Междунар. науч. конф. "Новые технологии и системы обработки в машиностроении". – Донецк, 1994. – С. 47.

8. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Влияние параметров микрогеометрии сопряженных деталей на динамические характеристики механизмов и машин // Тез. докл. междунар. науч. конф. "Динамика систем, механизмов и машин": ОмГТУ, Омск, 1995. – С. 52.

9. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Экспериментальный комплекс для исследований контактных взаимодействий твердых тел // Динамика стационарных трибосистем: Сб. науч. тр. – Барнаул: АлтГТУ, 1995. – С. 115–120.

10. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамические контактные смещения в клиновых стыках // Тез. докл. III Рос. юбилейная научно – практ. конф: Бийск, 1995. – С. 25.

11. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамическая жесткость механического контакта в области предварительного смещения // Тез. докл. III Рос. юбилейная научно – практ. конф: Бийск, 1995. – С. 26.

12. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Расчет собственных контактных тангенциальных колебаний шероховатых сфер при сложном возбуждении // Динамика стационарных трибосистем: Сб. науч. тр. – Барнаул: АлтГТУ, 1995. – С. 87–91.

13. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Расчет собственных тангенциальных контактных колебаний шероховатых тел при сложном возбуждении // Динамика стационарных трибосистем: Сб. науч. тр. – Барнаул: АлтГТУ, 1995. – С. 92–96.

14. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Зависимость потерь механической энергии контактом от основных параметров кривой опорной поверхности / Тез. 54 науч. – техн. конф. – Барнаул: АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 1996. – С. 87.

15. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Исследование влияния контактных деформаций на динамическую работу резьбовых соединений // Межвуз. сб. науч. тр.: Ч. 1. Наука, техника, производство: АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1998. – С. 62.

16. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Диссипация энергии в резьбовых соединениях при контактных колебаниях в условиях трения покоя // Межвуз. сб. науч. тр.: Ч. 1. Наука, техника, производство: АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1998. – С. 63.

17. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамика механического контакта в условно-неподвижных соединениях для различных конструкционных материалов / Тез. докл. Всерос. науч. – техн. конф. «Технологические проблемы производства элементов и узлов изделий авиакосмической техники». – Казань, 1998. – С. 44.

18. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Управление качеством резьбовых соединений машин при сложном динамическом нагружении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Тез. Междунар. науч. – техн. конф. – Севастополь, 1998. – С. 98.

19. Maksak V., Maksak T., Maximenko A., Perfileyeva N. The contact interaction of convectionally immobile junctions in dynamic operation conditions Energi and environmental aspects of tribology // 5<sup>th</sup> International Symposium INSYCONT – 98, Cracow, Poland, 1998. – С. 42.

20. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Управление качеством резьбовых соединений машин при сложном динамическом нагружении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Материалы междунар. науч. – техн. конф.: В 3 т. – Донецк, т. 2, Вып. 6. – 1998 – С. 90.

21. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамическая контактная жесткость резьбовых соединений // Вестник Хакасского техн ин-та № 6, – Абакан, 1999. – С. 13.

22. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Исследование влияния контактной податливости на качество резьбовых соединений машин при сложном динамическом нагружении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Материалы VII междунар. науч. – техн. конф.: В 3 т. – Донецк, т.2, – 2000 – С. 93.

23. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамика механического контакта в условно-неподвижных соединениях для различных конструкционных материалов / Отчет о НИР № 01980003091. – Барнаул: АлтГТУ, 2000. – С. 104–111.

24. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Разработка основ оптимального синтеза условно-неподвижных соединений при динамических нагружениях в пределах трения покоя / Отчет о НИР № 01990005957. – Барнаул: АлтГТУ, 2000. – С. 53–63.

25. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Контактная жесткость при нормальном динамическом нагружении // Машиностроение и техносфера XXI века. Материалы VIII междунар. науч. – техн. конф.: В 3 т. – Донецк, т.2, – 2001 – С. 102.

26. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Динамические контактные взаимодействия при сложном динамическом нагружении в условиях трения покоя // Изв. вузов. Машиностроение. – 2002. – № 2–3. – С. 28–37.

27. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Экспериментальный комплекс для исследования контактного взаимодействия в

пределах трения покоя // Изв. вузов. Машиностроение. – 2002. – № 4. – С. 3–7.

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

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

30. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Нормальные контактные колебания в условно-неподвижных соединениях при динамическом нагружении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Материалы IX междунар. науч. – техн. конф.: В 3 т. – Донецк, т.2, – 2002 – С. 94.

31. Maximenko A., Perfilyeva N. The contact displacement of thread joints in complex dynamic loading // Pacific Science Review. – Kangnam University Republic of Korea. – 2002.–V. 4 – P.83–84.

32. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Динамическая модель упругого контактного взаимодействия применительно к соединениям с натягом. // Ползуновский вестник. – 2003. – № 1–2 – С. 150–153.

33. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Амплитудно-частотные характеристики упругих контактных колебаний при динамическом возбуждении в пределах трения покоя. Часть 1. Контактные колебания нормального направления // Изв. вузов. Машиностроение. – 2003. – № 5. – С. 3–9.

34. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Амплитудно-частотные характеристики упругих контактных колебаний при динамическом возбуждении в пределах трения покоя. Часть 2. Тангенциальные контактные колебания // Изв. вузов. Машиностроение. – 2003. – № 6. – С. 3–8.

35. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Контактные взаимодействия в соединениях в условиях динамического нагружения // Изв. МАН ВШ. – 2003. – № 2 (24) . – С. 25–31.

36. Перфильева Н.В., Максименко А.А. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2003610938 // Бюлл. №3.– 2003.– С. 44.

37. Перфильева Н.В., Максименко А.А. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2003610939 // Бюлл. №3.– 2003.– С. 45.