На правах рукописи
УДК 621-192.001.24

ИВАНОВ Александр Сергеевич

КОНТАКТНАЯ ЖЕСТКОСТЬ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Специальности

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва – 2006

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Гриб В.В.

доктор технических наук, профессор Павлов В.Г.

доктор технических наук Геча В.Я.

Ведущая организаци ...вательский и конструкторско-технологи

У1765662
Иванов А.С.
Контактная жесткость неподвижных соединений деталей машин
2006
0-00
16.03.08
У 1765662

Защита диссертации ...ю на заседании диссертационного совет ...государственном техническом университе ... 107005, Москва, 2-я Бау

Ва ...ть по указ

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

С ...го государ

Ав

Уч

до ...э.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Пренебрежение при конструировании машин контактной жесткостью стыка во многих случаях приводит: в цилиндрическом соединении с натягом к ошибке определения давления в сопряжении 10 – 20 % при большом и 40 % при малом натягах, что влечет за собой такую же ошибку в определении: силы трения в сопряжении, напряжений в охватываемой и охватывающей деталях, изменения их размеров; в расчетах резьбового соединения к ошибке в необходимой силе затяжки винта 50% и прочности винта 30 %. В точных машинах (станках, роботах) отсутствие учета контактной жесткости дает погрешность в оценке точности позиционирования рабочего органа машины до 70%. В силу этого проблему следует считать актуальной.

Объект исследования – сопряжения деталей и сборочных единиц.

Предмет исследования – контактная жесткость сопряжений деталей при неподвижном контакте и повторном нагружении.

Рассматривается контактная жесткость при повторном нагружении, так как сопряжения большинства машин (резьбовые соединения, сопряжения шпонок с валами и ступицами и др.) подвергаются многократным сборкам и разборкам в период эксплуатации, а механическая запрессовка в соединении с натягом есть процесс повторного нагружения каждой микронеровности, происходящий при последовательном перемещении микронеровностей одной поверхности относительно другой в процессе относительного осевого перемещения сопрягаемых деталей, и, кроме того, каждый элемент контактной поверхности соединения (применительно к соединению вал-ступица) в период эксплуатации циклически нагружается давлением, создаваемым внешними радиальной силой и опрокидывающий моментом.

Цель работы – повышение несущей способности и жесткости, а также снижение металлоемкости и стоимости неподвижных соединений за счет совершенствования расчетов, выполняемых при конструировании, путем учета в них контактной жесткости сопряжений.

Достижение этой цели связано с решением следующих задач:

– разработка математической модели контакта при повторном нагружении шероховатых волнистых поверхностей, имеющих макроотклонения;

– разработка методики расчета контактной жесткости плоского стыка при разных: материалах контактирующих деталей, линейных размерах, высотных параметрах шероховатости контактирующих поверхностей, нагрузках;

– разработка как методик расчета неподвижных соединений деталей машин с учетом контактной жесткости стыка, так и конструктивных мероприятий, основанных на этих расчетах и повышающих несущую способность и жесткость, а также снижающих металлоемкость и стоимость рассматриваемых соединений.

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1765662
Иванов А.С. Контактная жид
М Г Т У
им.Н.Э. Баумана
Библиотека

На защиту выносятся следующие основные положения работы:

1. Математическая модель контакта при повторном нагружении шероховатых волнистых поверхностей, имеющих макроотклонения.
2. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие установить зависимость контактного сближения в плоском стыке от параметров, известных на стадии проектирования: материала деталей; контактного напряжения (номинального давления); чистоты обработки сопряженных поверхностей, их размера, направления следов обработки и высоты волны, связанных с видом обработки.
3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие на основе установленной зависимости для контактного сближения разработать как методики расчета соединения с натягом, резьбовых соединений, опорно-поворотных подшипников, соединения валов без муфты, так и подход к расчету механизмов, создающих большие силы замыкания за счет установки их звеньев «враспор».

Методологическая и теоретическая основа исследований: по контактной жесткости стыков и триботехнике – работы К.В. Вотинова, И.Г. Горячевой, Н.Б. Демкина, К. Джонсона, Ю.Н. Дроздова, П.Е. Дьяченко, В.В. Измайлова, З.М. Левиной, И.В. Крагельского, Д.Н. Решетова, Э.В. Рыжова, А.П. Соколовского, А.Г. Суслова, В.В. Шелофаста; по расчетам, выполняемым при конструировании соединений с натягом, – работы Е.С. Гречищева, А.А. Ильяшенко, З.М. Левиной, А.Б. Короны, Д.Н. Решетова, М.А. Саверина; по расчетам, выполняемым при конструировании резьбовых соединений, – работы И.С. Антонова, И.А. Биргера, Г.Б. Иосилевича, Н.Л. Клячкина, С.Т. Ковгана, Д.Н. Решетова, М.А. Салтыкова, Ито, Тойоды, Нагаты; по расчетам, выполняемым при конструировании опорно-поворотных подшипников, – работы Н.М. Беляева, Г. Герца, А.Н. Динника, В.М. Макушина, Л.Я. Переля, Г.С. Писаренко, П.К. Попова, И.О. Спицыной; по расчетам, выполняемым при конструировании соединений валов без муфты, – работы О.С. Нарайкина, Д.Н. Решетова, О.А. Ряховского, В.А. Светлицкого, В.И. Феодосьева; по расчетам, выполняемым при конструировании распорных механизмов, – работы А.А. Головина, В.А. Кожевникова, С.А. Попова, И.П. Сухарева, Г.А. Тимофеева, К.В. Фролова.

Научная новизна диссертационной работы заключается:

– в разработке методики расчета контактной жесткости плоского стыка при его повторном нагружении по значениям параметров, известных на стадии проектирования: модулям упругости материалов деталей; контактному напряжению (номинальному давлению); параметрам, связанным со способом обработки; размеру, чистоте обработки сопряженных поверхностей;

– в разработке методики расчета соединения с натягом, более точной по сравнению с существующей за счет учета контактной жесткости стыка;

– в установлении для резьбового соединения распределения нагрузки по виткам резьбы в зависимости от шероховатости рабочих поверхностей витков и величины нагрузки;

– в разработке методики расчета группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом, более точной по сравнению с существующими методиками за счет учета контактной жесткости стыка;

– в разработке методика расчета одновинтового резьбового соединения;

– в разработке методики расчета на прочность и жесткость опорно-поворотных подшипников;

– в разработке методики расчета реакций в опорах при соединении валов сборочных единиц без муфты.

Методы исследования. Использованы: метод математического моделирования; методы механики контактного взаимодействия; метод размерностей; статистический и экспериментальный методы.

Вычислительная техника применялась для решения систем нелинейных уравнений. Она использована при рассмотрении: влияния контактной жесткости резьбы на распределение нагрузки по виткам гайки; резьбового соединения, нагруженного в плоскости, перпендикулярной стыку; соединения валов без муфты. Решения получены с применением программ Mathcad и интегратора MathConnex.

Экспериментальные исследования, выполненные автором, касались оценки контактной податливости фланца резьбового соединения колесно-моторного блока электропоезда ЭД6 и проверок точности опытным путем: предлагаемой методики расчета соединения с натягом; предлагаемых методик расчета резьбового группового соединения; предлагаемой зависимости, предназначенной для расчета частоты продольных колебаний затянутого резьбового соединения.

Экспериментальные данные, полученные разными исследователями на разных испытательных установках и опубликованные в литературе, учтены при проверке точности предложенных в работе методик расчета.

Достоверность полученных в работе результатов обусловлена подтверждением предлагаемых в работе теоретических зависимостей результатами экспериментальных исследований, выполненных как автором, так и разными исследователями на различных испытательных установках. Последнее относится к зависимостям: сближения в плоском стыке от основных конструктивных и технологических параметров; давления в соединении с натягом; распределения нагрузки по виткам резьбы; распределения внешней нагрузки по винтам группового резьбового соединения.

Апробация работы. Основные положения работы доложены на заседании методической комиссии и Научно-технического совета факультета «Машиностроительные технологии» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1999 и 2005 г., на научно-технических семинарах в Москве «Надежность машин» в 1998 г.,

«Конструирование конкурентоспособных машин» в 2000 г. и 2001 г., «Проблема качества и многообразие ее аспектов» в 2002 г., в Тверском государственном техническом университете в 2004 г., на предприятии ОАО ХК «Коломенский завод» (г. Коломна) в 2004 г., на предприятии ФГУП «ВНИИ электромеханики» (Москва) в 2004 г., на предприятии ЗАО «Метровагонмаш» (г. Мытищи) в 2004 г., на кафедре «Детали машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2004 г. и 2005 г., на научном семинаре по трению и износу в машинах им. М.М. Хрущева в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова РАН в 2005 г.

Практическая ценность. Разработанная автором методика расчета цилиндрических соединений с натягом используются предприятием ОАО «Демиховский машиностроительный завод» (пос. Демихово Московской области) для расчета необходимого натяга при напрессовке колес на оси колесных пар электропоездов. Разработанная автором методика расчета резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом, опробована предприятием ОАО «Демиховский машиностроительный завод» для высоконагруженной подвески колесно-моторного блока к раме тележки опытного электропоезда ЭД6 и позволила повысить надежность винтов соединения путем улучшения качества обработки поверхности стыка. Эта методика также дала возможность уточнить на предприятии ФГУП «ВНИИ электромеханики» (г. Москва) методы снижения вибраций при разработке серии малошумных электродвигателей.

Материалы диссертационной работы используются в учебном процессе при курсовом проектировании по деталям машин и при чтении автором лекций по курсу «Пути и средства повышения качества конструкторских работ» на факультете «Повышение квалификации конструкторов» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 42 работы, среди которых четыре книги, два учебных пособия внутривузовского издания, 26 научных статей в Российских журналах и 8 – в журналах США, два авторских свидетельства на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов и списка литературы. Работа изложена на 245 страницах машинописного текста, содержит 100 рисунков, 26 таблиц, список литературы из 199 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности учета контактной жесткости в расчетах, проводимых на стадии проектирования.

Рассмотрено влияние контактной жесткости стыка на сопротивление усталости винтов применительно к резьбовому соединению колесно-моторного блока с рамой тележки электропоезда. Колесно-моторный блок, имеющий опорно-рамное подвешивание (рис. 1), разрабатывается предприятием ОАО «Демиховский машиностроительный завод» для опытного электропоезда ЭД6.

Известно, что прочность динамически нагруженного винта определяется амплитудой динамической силы, нагружающей винт. Эта амплитуда зависит от коэффициента основной нагрузки, характеризующего долю внешней нагрузки, приходящейся на винты и вычисляемого как отношение податливости стягиваемых деталей к сумме податливости деталей и винтов. В существующих расчетах податливость деталей рассчитывают без учета контактной жесткости стыка.

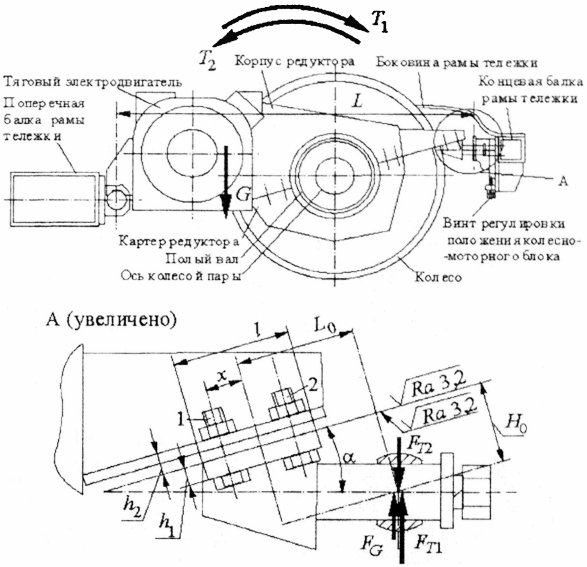


Рис. 1

Автором на разработанной им экспериментальной установке (рис. 2)

Рис. 2

замерено с помощью механических тензометров Гугенбергера сближение на аналогах деталей, используемых в конструкции рассматриваемого резьбового соединения, при их центральном нагружении, что позволило оценить реальную податливость деталей. Оказалось, что при средней арифметической высоте

микронеровностей 3,2 мкм учет контактной жесткости стыка увеличивает в пять раз податливость деталей и поэтому возрастает почти в пять раз по сравнению с традиционным расчетом амплитуда динамической силы, нагружающей винт. Следовательно, в пять раз уменьшается и запас усталостной прочности винта.

Первая глава посвящена анализу состояния вопроса и постановке задач исследования.

Проанализированы результаты ранее проведенных экспериментальных исследований контактной жесткости плоского стыка. Авторами этих исследований было установлено, что: при первом нагружении имеет место упруго-пластическое деформирование микронеровностей, а при повторном нагружении деформации микронеровностей, как правило, происходят упруго; контактное сближение при первом нагружении больше в три – четыре раза, чем при последующих; контактное сближение связано степенной зависимостью с контактным напряжением (номинальным давлением в контакте).

Рассмотрены работы, в которых предлагаются математические модели упругого контакта шероховатых поверхностей. Модели неровностей представляли в виде параллелепипедов, цилиндров, сфер, конусов, эллипсоидов. В большинстве исследований авторы стремилось получить модель, пригодную как для исследования жесткости, так и износостойкости, то есть пригодную для решения задач не только жесткости, но и трибологии. Такие модели приводили к зависимостям, предназначенным для оценки сближений, в которые входило большое число параметров. Значения части их не были известны на стадии проектирования.

Проанализировано соответствие существующей методики расчета соединения с натягом результатам испытаний. Соединение с натягом принято рассчитывать, согласно работам А.Б. Короны и М.А. Саверина, по расчетному натягу, отличающемуся от измеренного натяга на величину поправки, учитывающей шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей. Анализировались результаты испытаний соединений вал-втулка, полученные Е.С. Гречищевым и А.А. Ильяшенко. Особенность этих испытаний заключалась в использовании тензорезисторов, наклеенных на наружной поверхности втулки. По показаниям тензорезисторов авторами произведен расчет истинного давления в контакте. Сопоставлением давлений в контакте, полученных по существующей методике, с истинным нами установлено, что традиционная методика завышает давление приблизительно на 15 %.

Рассмотрены исследования, связанные с совершенствованием расчетов резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом. Ф. Ретчер, И.А. Биргер и Г.Б. Иосилевич полагали, что деформация стягиваемых винтами деталей происходит не по всей поверхности стыка, а только внутри конусов давления, причем податливость стыка не влияет на распределение нагрузки по винтам. Такая методика расчета показала свою применимость для конструирования резьбовых соединений с притертыми

или шабреными поверхностями стыка, распространенными в авиационных двигателях. Д.Н. Решетов и И.С. Антонов для жестких на изгиб фланцев ввели предположение, что деформируется весь фланец. Д.Н. Решетов, Н.Л. Клячкин, И.С. Антонов, В.И. Репин, В.А. Захаров, С.Т. Ковган считали, что при расчете резьбовых соединений, у которых поверхности стыка стягиваемых деталей получены шлифованием, точением, фрезерованием или строганием, следует учитывать податливость стыка. Большинство указанных исследователей предлагали каждый свою методику расчета резьбового соединения, подтверждая ее своими результатами испытаний и не сопоставляя с результатами испытаний, полученными другими исследователями.

Проанализированы работы, в которых рассмотрены вопросы оценки напряжений и сближений при первоначальных контактах в точке и по линии. Систематизированы экспериментальные данные по радиальной жесткости подшипников качения.

За рубежом серийно изготавливают опорно-поворотные подшипники качения. В нашей стране только начинается освоение их серийного производства. Чтобы создать оптимальные конструктивные исполнения и ряды типоразмеров опорно-поворотных подшипников, необходимо разработать методики расчета долговечности, надежности закрепления в сборочном узле и жесткости таких подшипников.

В последнее время, чтобы обеспечить компактность машин, расширяется модульное исполнение их сборочных единиц, при котором соединение валов друг с другом обычно выполняют без муфты и в этом случае часто имеет место установка вала на четырех опорах. Практика показывает, что общепринятые у нас в стране точности изготовления деталей сборочных единиц при установке вала на четырех опорах могут вызвать силы в опорах, существенно превышающие реакции, создаваемые рабочим процессом. Требуется разработка как методики расчета таких конструкций, так и рекомендаций по выбору типа опор валов и точности изготовления деталей сборочных единиц, обеспечивающих работоспособность машины.

Все большее распространение получают механизмы, в которых большие силы замыкания возникают за счет установки их звеньев «враспор». При этом в сопряжениях деталей имеют место большие контактные сближения. Расчета таких механизмов с учетом контактных сближений пока нет.

В связи с перечисленными недостатками существующих методов и методик расчетов, а также отсутствием некоторых методик, потребность у машиностроения в которых созрела, сформулированы **задачи исследования**:

1. Разработать математическую модель контакта при повторном нагружении шероховатых волнистых поверхностей, имеющих макроотклонения, и на основе модели разработать методику расчета контактной жесткости при повторном нагружении по значениям параметров, известных на стадии проектирования.

2. Разработать с учетом контактной жесткости стыков методики расчета соединений, расчетная схема которых сводится к статически определимым системам.
3. Разработать с учетом контактной жесткости стыков методики расчета соединений, расчетная схема которых сводится к статически неопределимым системам.
4. Разработать методы расчета некоторых видов перспективных сборочных единиц, работоспособность которых определяется контактной жесткостью сопряжений.

Вторая глава. В ней решается первая задача исследования, связанная с разработкой методики расчета контактного сближения в плоском стыке при его повторном нагружении по значениям параметров, известных на стадии проектирования.

На основе исследований И.В. Крагельского, Н.Б. Демкина, Э.В. Рыжова, З.М. Левиной, Д.Н. Решетова, В.В. Алисина, В.С. Комбалова, В.В. Измайлова, А.Г. Суслова нами установлена связь контактного сближения с напряжением (номинальным давлением) в контакте σ

$$\delta/Ra = C\,(\sigma/E)^{0,5}, \qquad (1)$$

где $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ – средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; C – коэффициент пропорциональности, величина которого зависит от размера контактной поверхности и метода ее обработки; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости контактирующих материалов.

Влияние масштабного фактора для плоской поверхности контакта характеризуется отклонением от плоскостности. Мы считаем, что отклонение от плоскостности Δ возникает, главным образом, вследствие деформаций изгиба обрабатываемой поверхности, создаваемых силой резания при обработке детали на станке, а если обрабатывается контактная поверхность корпусной детали, то деформации изгиба придают ей обычно вогнутую форму. Поэтому отклонение от плоскостности в большинстве случаев приближенно можно описать вогнутостями, в которых образующие – прямые линии.

Введем коэффициент влияния масштаба $\varepsilon = \delta/\delta_0$, где $\delta_0 = c\sigma^{0,5}$ – сближение контактных поверхностей, наибольший размер l_0 которых выбран за эталон; $c = RaC/E^{0,5}$ – коэффициент пропорциональности. Так как, согласно ГОСТ 24642 – 81, отклонение от плоскостности – это наибольшее расстояние от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка, то волнистость конструктор рассматривает как часть отклонения от плоскостности. Поэтому коэффициент ε зависит от наибольшего размера контактной поверхности l, а также от разности $\Delta_0 = \Delta - W\max$ допуска плоскостности Δ и наибольшей высоты волны волнистой шероховатой

поверхности Wmax.

В качестве расчетной модели поверхности с макроотклонением формы будем рассматривать шероховатый волнистый клин (рис. 3) шириной B, взаимодействующий с абсолютно жестким полупространством. Принимаем тело клина абсолютно жестким, а контактный слой, образуемый шероховатой волнистой поверхностью, податливым и деформируемым согласно зависимости $\delta = c\sigma^{0,5}$. Приложим к клину силу F. Тогда, если $\delta < \Delta_0$, то номинальное контактное напряжение по контактной поверхности длиной l_1 (рис. 3, *а*) составит $\sigma_{l1} = F/(Bl_1) = F\Delta_0/(\delta Bl) = \sigma\Delta_0/\delta$, где $\sigma = F/(Bl)$. В этом случае условие равновесия клина имеет вид

$$F = B\int_0^{l_1}\sigma_x\,\mathrm{d}x = B\int_0^{l_1}\left(\frac{\delta_x}{c}\right)^2\mathrm{d}x = B\int_0^{l_1}\frac{\Delta_0^2x^2}{l^2c^2}\mathrm{d}x = \frac{B\Delta_0^2l_1^3}{3l^2c^2}, \qquad (2)$$

где $\delta_x = \Delta_0x/l$. Если же $\delta \geq \Delta_0$ (рис. 3, *б*), то условием равновесия клина будет

$$F = B\int_0^{l}\sigma_x\,\mathrm{d}x = B\int_0^{l}\left(\frac{\delta_x}{c}\right)^2\mathrm{d}x = B\int_0^{l}\frac{\left(\frac{\Delta_0}{l}x+\Delta\delta\right)^2}{c^2}\mathrm{d}x = \frac{Bl^2}{c^2}\left(\frac{\Delta_0^2}{3}+\Delta_0\Delta\delta+\Delta\delta^2\right), \qquad (3)$$

где $\delta_x = \Delta_0x/l + \Delta\delta$.

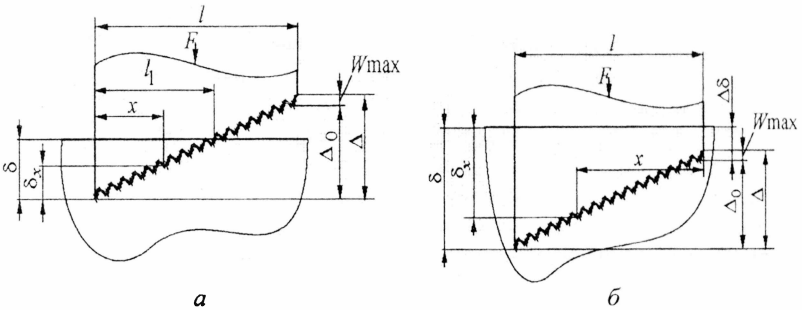


Рис. 3.

За эталонный размер l_0 принимаем размер, при котором $\Delta = W$max. Считаем, что $\varepsilon = l/l_0$ при $l < l_0$. Нами принято $l_0 = 50$ мм, так как при $l = 50$ мм для многих видов обработки $\Delta \approx W$max. Тогда из решения уравнений (2), (3) следует, что:

при $l = 50$ мм $\varepsilon = 1$;

при $l < 50$ мм $\varepsilon = l/50$; (4)

при $l > 50$ мм, если $3a^{1/3} < a$, то $\varepsilon = 3a^{1/3}$,

и, если $3a^{1/3} > a$, то $\varepsilon = 0{,}5a + (1 - a^2/12)^{1/2}$,

где $a = \Delta_0/(c\sigma^{0,5})$.

Из выше сказанного следует, что сближение при повторном нагружении, учитывающее деформацию микронеровностей, волн и макроотклонений, можно связать с параметрами, известными на стадии проектирования следующей зависимостью

$$\frac{\delta}{Ra} = c_0 \varepsilon \left(\frac{\sigma}{E}\right)^{0,5}, \qquad (5)$$

где c_0 – безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки; $\varepsilon = f(\Delta - W\max)$ – коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска плоскостности Δ, а также максимальной высоты волны $W\max$.

В формуле (5) (δ/Ra), c_0, ε, (σ/E) – это безразмерные параметры (инварианты, симплексы), характеризующие: относительное сближение, метод обработки, размеры поверхности контакта и степень деформированности стыка.

Из анализа результатов испытаний установлено: для контактирующих поверхностей, полученных торцовым точением или строганием, в случае параллельности следов обработки $c_0 = 160$; для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием независимо от направления следов обработки и полученных торцовым точением или строганием, в случае непараллельности следов обработки $c_0 = 500$.

Сопоставление экспериментальных значений сближений δ (испытания проведены Э.В. Рыжовым, Г.Е. Чихладзе, З.М. Левиной и Д.Н. Решетовым) с расчетными δ_p, вычисленными по формуле (5), представлено на рис. 4. Обозначено: кружки – стали разных марок или серый чугун, торцовое точение, ∇4, l = 20 мм; квадратики – сталь, строгание, ∇3, $W\max$ = = 18 мкм, l = 11,3...175 мм; треугольники – сталь или серый чугун, шлифование, ∇6, $W\max$ = 6 мкм, l = 11,3...175 мм; крестики – стали разных марок или серый чугун, торцовое точение или строгание, l = 80 мм; ромбы – стали разных марок или серый чугун, шлифование (следы обработки перпендикулярны), l = 50 мм. Из анализа расположения точек на рис. 4 следует, что для $Ra \geq 1,25$ мкм, разных методов обработки поверхностей и различных их размеров погрешность расчета сближений не превышает 33 % с вероятностью 0,7.

После замены

$$c = Ra\, c_0/E^{0,5} \qquad (6)$$

зависимость (5) принимает вид

$$\delta = c\varepsilon\, \sigma^{0,5}. \qquad (7)$$

Если стык сжат силой, при которой в стыке возникают номинальные напряжения σ_0, а затем к нему приложен опрокидывающий момент M, то под действием момента в стыке имеет место поворот на угол φ, вызванный контактной деформацией, который можно оценить по формуле

$$\varphi \approx k\varepsilon M/I, \tag{8}$$

где k – коэффициент контактной податливости

$$k = 0{,}5Ra\, c_0 /(E\sigma_0)^{0,5}; \tag{9}$$

I – момент инерции стыка.

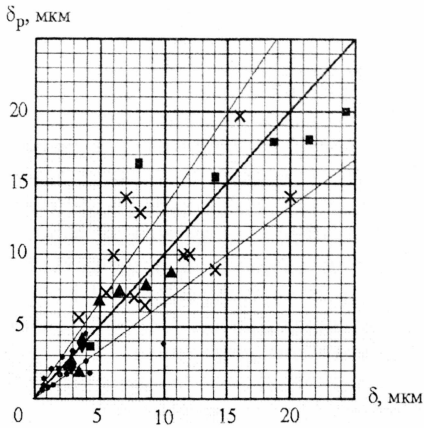


Рис. 4.

Третья глава посвящена решению задачи исследования, связанной с разработкой методик расчета соединений, расчетная схема которых сводится к статически определимым системам.

Разработана методика расчета цилиндрического соединения с натягом, учитывающая контактную жесткость сопрягаемых поверхностей. Расчет соединения с натягом предложено проводить по формуле, в которой измеренный натяг N складывается из диаметрального натяга δ_1 гладких деталей, связанного с нормальным давлением в контакте (контактным напряжением) $p_к$, МПа, формулой Ляме́, и удвоенной величины контактного радиального сближения δ_2, связь которого с тем же давлением описывается зависимостью (7).

$$N = \delta_1 + 2\delta_2 = p_к d(C_1/E_1 + C_2/E_2) + 2\, c\varepsilon\, p_к^{0,5}. \tag{10}$$

Отсюда

$$p_к = \left[\frac{\sqrt{(c\varepsilon)^2 + NS} - c\varepsilon}{S}\right]^2, \tag{11}$$

где: d – диаметр сопрягаемых поверхностей; C_1, C_2 – коэффициенты вала и отверстия: $C_1 = [1 + (d_1/d)^2]/[1 - (d_1/d)^2] - \mu_1$, $C_2 = [1 + (d/d_2)^2]/[1 - d/d_2)^2] + \mu_2$; E_1, E_2 – модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей; d_1 – диаметр отверстия (если оно есть) в охватываемой детали; d_2 – наружный диаметр охватывающей детали; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей; $S = d[(C_1/E_1) + (C_2/E_2)]$.

Выше (стр. 6) был описан анализ результатов испытания соединения с натягом вал-втулка, полученных Е.С. Гречищевым и А.А. Ильяшенко. Сопоставление истинных давлений в сопряжении, определенных в процессе этих испытаний по показаниям тензорезисторов, с давлением $p_к$, вычисленным по формуле (11), показало их практическое совпадение. Отсюда сделан вывод, что предлагаемая методика расчета дает возможность более точно рассчитать по сравнению с существующей методикой значение давления в сопряжении.

С использованием формул предлагаемой и существующей методик по экспериментальным данным для соединения с натягом, полученным Ф.Б. Короной, Б.Ф. Федоровым, В.М. Поляковым и В.Б. Федоровым, а также замеренным при сборке колесных пар на предприятии ОАО «Демиховский машиностроительный завод» и связывающим измеренный натяг N с осевой силой F_a, рассчитаны давления $p_к$ и $p_{бк}$ в контакте (индексы «к», «бк» – с учетом и без учета контактной жесткости, то есть по предлагаемой и существующим методикам расчета). Результаты расчета приведены на рис. 5, где обозначены соединения: *1* – вал диаметром 42 мм – ступица; *2* – втулка диаметром 37 мм – ступица; *3* – вал диаметром 55 мм – кольцо подшипника (механическая запрессовка); *4* – вал диаметром 55 мм – кольцо подшипника (гидропрессовая сборка); *5* – ось диаметром 208 мм – центр зубчатого колеса моторного вагона; *6* – ось диаметром 206 мм – железнодорожное колесо моторного вагона; *7* – ось диаметром 195 мм – железнодорожное колесо прицепного вагона.

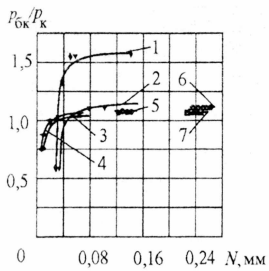


Рис.5

Из рисунка следует, что при натягах больших 60 мкм (часть кривых *1* – *4* и кривые *5* – *7*), соответствующих посадкам Н7/р6 и более тугим, значения давления, вычисленного по существующей методике расчета, завышены по

сравнению с истинным на 10 – 20 %. Если учесть, что предельно допустимое значение давления ограничено прочностью ступицы, то делаем вывод, что натяг можно увеличивать до значения, при котором давление $p_к$ достигает значения $p_{бк}$. При этом прочность ступицы не нарушится, а несущая способность соединения повысится на 10 – 20 %.

Из того же рисунка видно, что при натягах 20 – 30 мкм (часть кривых *1 – 4*), соответствующих посадкам близким H7/k6, расчет по существующей методике дает значения давления в сопряжении меньшие приблизительно на 40 % по сравнению с истинными. С посадкой H7/k6 обычно напрессовывают на вал внутреннее кольцо подшипника качения. При этом вследствие его деформации уменьшается радиальный зазор в подшипнике. Ошибка в сторону занижения при определении давления ведет к ошибке не в запас надежности в уменьшении зазора. Отсюда можно заключить, что расчет рабочего радиального зазора подшипника целесообразно производить с использованием предлагаемой методики расчета соединения с натягом, которая не дает погрешности в определении рабочего радиального зазора.

Далее в этой же главе рассмотрены соединения вал-ступица, собранные как с натягом, так и с зазором, нагруженные радиальной силой и опрокидывающим моментом.

Четвертая глава посвящена решению задачи исследования, связанной с разработкой методик расчета соединений, расчетная схема которых сводится к статически неопределимым системам.

Сначала рассмотрено распределение нагрузки по виткам резьбового соединения с учетом контактной податливости резьбы.

Н.Е. Жуковский, решая эту задачу, полагал, что (рис. 6) винт под действием осевой силы F растягивается, гайка сжимается, а витки резьбы винта и гайки на длине свинчивания деформируются. При этом он использовал предположение, что сближение δ_i в i-м витке пропорционально нагрузке F_i на виток. Им составлены условие равновесия и условия совместности перемещений

$$F = F_1 + \ldots + F_i + \ldots + F_n;$$

$$\delta_1 - \delta_2 = \Delta_{11} + \Delta_{21};$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$\delta_i - \delta_{i+1} = \Delta_{1i} + \Delta_{2i}; \qquad (12)$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$\delta_{n-1} - \delta_n = \Delta_{1(n-1)} + \Delta_{2(n-1)},$$

где n – число витков гайки; $\Delta 1i = P \sum_{i+1}^{n} F_i/(EA_1)$ – удлинение тела винта между i-м и i+1 витками; $\Delta 2i = P \sum_{i+1}^{n} F_i/(EA_2)$ – укорочение тела гайки между i-м и i+1 витками; P – шаг резьбы; E – модуль упругости материалов винта и гайки; A_1, A_2 – площади поперечного сечения винта и гайки. Решая систему уравнений (12), он получил распределение нагрузки по виткам, представляющее собой убывающую геометрическую прогрессию.

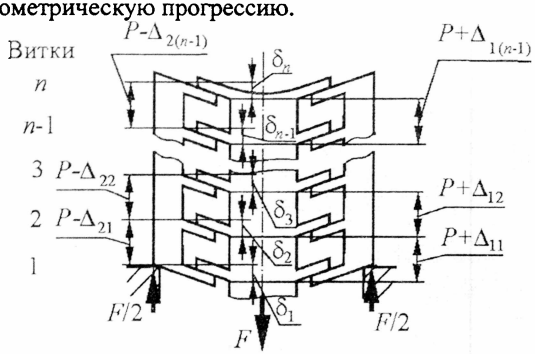


Рис. 6.

В.Б. Куклин экспериментально исследовал податливость метрической резьбы (испытания проведены в 1957г. в МВТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре «Детали машин»). Им было установлено, что если у рабочей поверхности резьбы средняя арифметическая высота микронеровностей Ra > 1,6 мкм, то контактное сближение в 5 – 8 раз превышает перемещение, вызванное деформациями самих витков. Поэтому в диссертации сделано предположение, что сближение δ_i в i-м витке вызвано только контактной податливостью рабочей поверхности резьбы и, согласно (7), равно

$$\delta_i = c\varepsilon\,(F_i/A_p)^{0,5}, \qquad (13)$$

где F_i – нагрузка на i-й виток; A_p – площадь опорной поверхности витка.

Решение нелинейной системы уравнений (12), (13) равновесия и совместности перемещений для витков винта и гайки получено с применением программ Mathcad. Для резьбы М12, если ее рабочая поверхность имеет Ra = = 1,6 мкм (точение) и число витков гайки n = 6, то доли нагрузки на первый и последний витки составили: 31,9 % и 9,2 % при F = 5000 Н; 36,5 % и 7,6 % при = 10000 Н; 39,6 % и 6,7 % при F = 15000 Н. Видно, что нагрузка по виткам выравнивается с уменьшением силы F. Поэтому можно заключить, что если в резьбовом соединении применены винты низкого класса прочности,

предполагающего малую силу затяжки винта, то в соединении не целесообразно использовать гайки растяжения.

Проанализировано также влияние числа витков гайки и шага резьбы. Получены результаты: увеличение числа витков гайки до 20 приводит к тому, что при F = 5000 Н доли нагрузки на первый и последний витки получают значения 29,2 % и 0,57 %; если вместо крупного шага P = 1,75 мм использовать мелкий шаг P = 0,5 мм, то названные соотношения соответственно составят 10 % и 3 %. Учитывая, что сопротивление усталости винта зависит от силы, действующей на первый нагруженный виток резьбы, на основании полученных результатов расчета можно заключить, что замена крупной резьбы мелкой способна повысить сопротивление усталости винта не менее, чем на 10 – 30 %.

Далее решена задача о распределении нагрузки по виткам резьбы в затянутом силой $F_{зат}$ резьбовом соединении после приложения к соединению внешней отрывающей силы F_a. Система нелинейных уравнений включала в себя условие равновесия, условия совместности перемещений винта и гайки, а также условие совместности перемещений винта, гайки и деталей. Результаты расчета распределения внешней нагрузки χF_a, где χ – доля внешней нагрузки, приходящаяся на винт, для резьбового соединения двух стальных деталей суммарной толщиной 60 мм, площадью контакта 3000 мм^2 и средней арифметической высотой микронеровностей 3,2 мкм, стянутых винтом М12, резьба которого получена точением (Ra = 1,6 мкм) при F_a = 3000 Н представлены на рис. 7. Вычисления произведены при разных силах затяжки. Здесь $(F_{i\Sigma} - F_i)/(\chi F_a)$ – внешняя нагрузка на i-й виток, отнесенная ко всей внешней нагрузке, приходящейся на винт; $F_{i\Sigma}$ – суммарная нагрузка на i-й виток; F_i – нагрузка на i-й виток, создаваемая силой затяжки винта. Из сопоставления данных по величинам χ и $(F_{1\Sigma} - F_1)/(\chi F_a)$, полученным расчетом, видно, что с увеличением силы затяжки винта нагрузка $F_{1\Sigma} - F_1$ на первый виток гайки, создаваемая внешней нагрузкой F_a, несколько снижется. Это указывает на то, что увеличением силы затяжки винта можно повысить его сопротивление усталости.

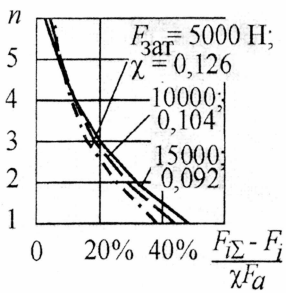


Рис. 7

Затем рассмотрено групповое резьбовое соединение, нагруженное отрывающей силой и опрокидывающим моментом.

Известно, что при нагружении резьбового соединения опрокидывающим моментом, если толщина стягиваемых фланцев достаточная, то угол перекоса стыка перестает зависеть от толщины фланца, то есть местные условия закрепления фланца и приложения сил не влияют на деформацию. Кроме того известно, что с увеличением высоты микронеровностей контактирующих поверхностей напряжения в стыке, возникающие от силы затяжки винтов, выравниваются по поверхности стыка. Оба этих факта и наличие зависимости (7) позволило предложить методики проектного расчета и уточненного расчета. Первая допускает проведение ручных расчетов, вторая предполагает использование ЭВМ.

Методика проектного расчета резьбовых соединений, учитывающая жесткость стыка (рис. 8).

Сближение в стыке, вызванные внешней нагрузкой,

$$\delta \approx k\varepsilon\sigma, \tag{14}$$

где $k = 0{,}5Ra\ c_0\ /(E\sigma_{зат})^{0,5}$; $\sigma_{зат} = nF_{зат}\ /A$; n – число винтов; A – площадь (номинальная) стыка.

Доля внешней нагрузки от растягивающей силы, приходящаяся на винты,

$$\chi_F = \frac{\lambda_{ст} + \lambda_д}{\lambda_{ст} + \lambda_д + \dfrac{\lambda_в}{n}}, \tag{15}$$

где $\lambda_{ст} = k\varepsilon/A$, $\lambda_д = (h_1 + h_2)/(EA)$ и $\lambda_в$ – податливости стыка, деталей и винта, то есть их изменение размеров под единичной нагрузкой; h_1 и h_2 – толщины стягиваемых фланцев.

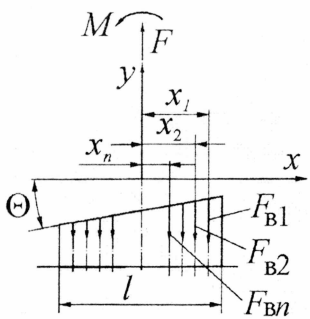


Рис. 8

Доля внешней нагрузки от опрокидывающего момента, приходящаяся на винты,

$$\chi_M = \frac{\lambda_{ст}+\lambda_д}{\lambda_{ст}+\lambda_д+\dfrac{\lambda_в I}{A\ \sum\left(n_i x_i^2\right)}}, \tag{16}$$

где I – момент инерции стыка; n_i – группа винтов, удаленная от нейтральной оси на расстояние x_i.

Дополнительная нагрузка на i-й винт

$$F_{вi} = F_{вF} + F_{вMi}, \tag{17}$$

где $F_{вF} = \chi_F F/n$; $F_{вMi} = \chi_M M \dfrac{x_i}{\sum\left(n_i x_i^2\right)}$.

Угол θ поворота соединения превышает угол φ поворота стыка

$$\varphi = k\varepsilon(1-\chi_M)M/I \tag{18}$$

на величину угловой деформации самих фланцев:

$$\Theta = (k\varepsilon + \lambda_д A)(1-\chi_M)M/I. \tag{19}$$

Если нелинейную зависимость (7) сближения в стыке от напряжения не линеаризировать (см. формулу (14)), то решение задачи определения деформаций стыка и сил, нагружающих винты, станет более точным. На реализации этой идеи основана предлагаемая методика уточненного расчета (рис. 9).

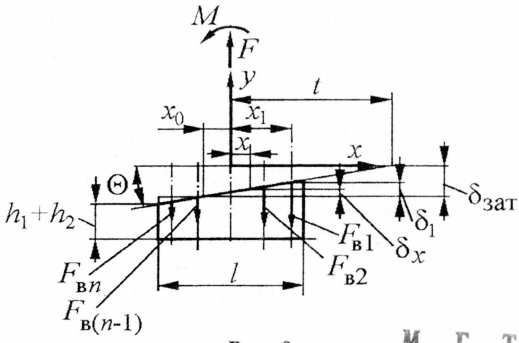


Рис. 9

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
Библиотека

При нагружении соединения с прямоугольным стыком длиной l, стянутого n винтами с силой затяжки каждого $F_{зат}$, отрывающей силой F и опрокидывающим моментом M, чтобы вычислить силы в винтах $F_{вi}$, создаваемые внешними нагрузками, и определить угол поворота Θ соединения, а также сближения по левому $f_л$ и правому $f_{пр}$ краям стыка, необходимо решать систему, состоящую из (n+3) нелинейных уравнений (20) и включающую: условие равновесия сил; условие равновесия моментов; уравнение деформаций стыка; уравнения деформаций винтов.

$$\begin{gathered} nF_{зат} - F + \sum_1^n F_{вi} = b\int_{-0,5l}^{0,5l}\sigma_x \mathrm{d}x\ ; \\ M - \sum_1^n x_i F_{вi} = b\int_{-0,5l}^{0,5l}\sigma_x x\ \mathrm{d}x\ ; \\ (t - x)\Theta = \varepsilon c\sigma_x^{0,5} + \lambda_д A\sigma_x ; \end{gathered} \qquad \begin{gathered} F_1 = \frac{(t - x_1)\Theta - \delta_{зат}}{\lambda_в}; \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ F_n = \frac{(t - x_n)\Theta - \delta_{зат}}{\lambda_в}, \end{gathered} \tag{20}$$

где b – ширина стыка; σ_x – напряжение в стыке на расстоянии x от его нейтральной оси; A – площадь стыка; t – расстояние от оси симметрии стыка до центра поворота при совместном действии сил затяжки винтов и нагрузок F, M; x_0 – смещение оси поворота стыка относительно его нейтральной оси при совместном действии нагрузок F, M; $\delta_{зат} = \varepsilon c\sigma_{зат}^{0,5} + \lambda_д A\sigma_{зат}$ – сближение деталей под действием сил затяжки; $\lambda_в$ и $\lambda_д$ – податливости винта и деталей.

При нагружении затянутого соединения только растягивающей силой, чтобы вычислить силу в винтах $F_в = F_{в1} = \ldots = F_{вi} = \ldots = F_{вn}$, создаваемую внешней силой F, и сближения f по краям стыка, необходимо решать систему нелинейных уравнений (21), включающую: условие равновесия сил; уравнение деформаций стыка; уравнение деформаций винта.

$$\begin{gathered} nF_{зат} - F + nF_в = bl\sigma\ ; \\ f = \varepsilon c\sigma^{0,5} + \lambda_д A\sigma - \delta_{зат}; \\ F_в = \frac{f}{\lambda_в}. \end{gathered} \tag{21}$$

Для исследования сближений по краям стыка и определения нагрузок на винты резьбового соединения автором разработана экспериментальная установка (рис. 10), в которой две пластины толщинами 23 мм, длиной 90 мм и шириной 120 мм стянуты четырьмя винтами М12, разнесенными по длине пластин на расстояние $2x_1$ = 50 мм. Между пластинами устанавливали четыре шайбы-платика либо точеные с Ra = 2,5 мкм, либо фрезерованные с Ra = 12,5 мкм. Поверхности контакта пластин имели Ra = 1,25 мкм. Замеры

сближений по левому $f_л$ и правому $f_{пр}$ краям пластин, возникающих в затянутом соединении после приложения к нему внешних нагрузок, проводились двумя механическими тензометрами Гугенбергера с ценой деления 1 мкм и базой 20 мм, а изменение размера нагруженной части винтов фиксировалось индикаторами часового типа с ценой деления шкалы 1 мкм. Чтобы получить возможность измерения деформаций винтов, в винтах предусмотрены глухие продольные отверстия, в которые опускали сначала шарики, а затем цилиндрические стержни, в которые упирали ножки индикаторов часового типа. По результатам измерений вычисляли внешние силы, нагружающие винты. Для пересчета деформаций в силы была проведена предварительная тарировка описанных измерительных устройств.

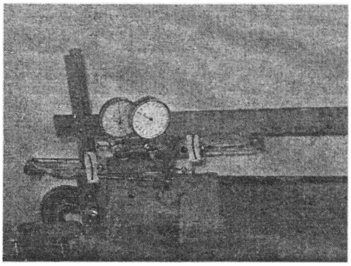


Рис. 10.

Соединение исследовали, прикладывая к концу рычага силу $F_р$ = 500 Н. При этом за счет перестановки местами двух штифтов в четырех отверстиях рычага реализовывали два варианта нагружения: А – центральной силой $F_А = F_р(L_0 + L)/L$; Б – центральной силой $F_Б = F_р$ и опрокидывающим моментом величиной $M_Б = L_0F_р$. Размеры рычага: L_0 = 1000 мм; L = 100 мм. Эксперимент проводили при силах $F_{зат}$ затяжки винтов 5000 и 10000 Н. Винты затягивали динамометрическим ключом.

Сопоставление результатов эксперимента и расчетов при вариантах нагружения А и Б произведено: по перемещениям на левом и правом краях стыка для точеных шайб-платиков на рис. 11 и для фрезерованных на рис. 12; по силам, создающимся внешней нагрузкой в наиболее нагруженных винтах, – на рис. 13. На рис. 11 и рис. 12 обозначено: *а* – сила затяжки 5000 Н; *б* – сила затяжки 10000 Н; сплошные линии – эксперимент, пунктир – результаты расчета по формулам предлагаемой уточненной методики. На рис. 13 обозначено: *а*, *в* – сила затяжки 5000 Н; *б*, *г* – сила затяжки 10000 Н; *а*, *б* – шайбы-платики точеные; *в*, *г* – шайбы-платики фрезерованные; сплошные линии – эксперимент; пунктир, штрих-пунктир, точки – результаты расчета по формулам: предлагаемой уточненной методики; в предположении постоянной податливости (существующая методика); в предположении переменной податливости (существующая методика).

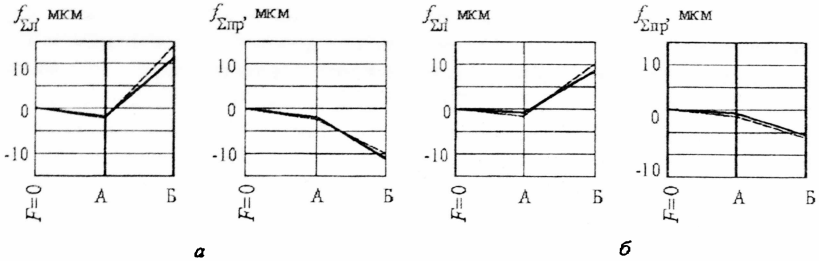


Рис. 11

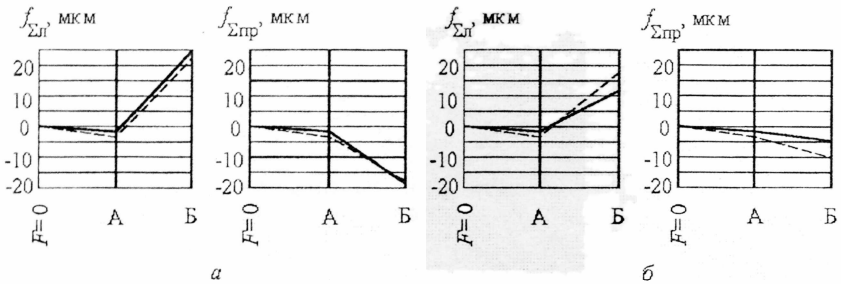


Рис. 12

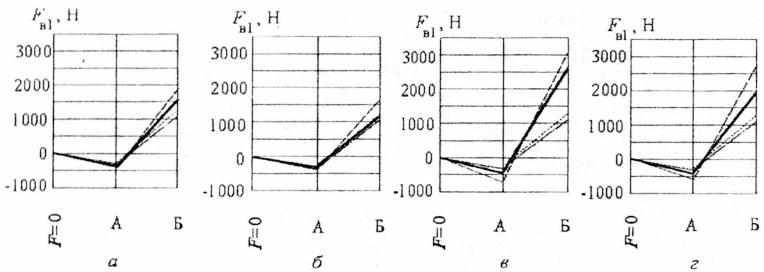


Рис. 13

Из сопоставления этих данных следует, что: величины сближений и сил в винтах, создаваемых внешними нагрузками, существенно зависят от средней арифметической высоты *Ra* микронеровностей, повышаясь с увеличением этого параметра; при любых *Ra* погрешность вычисления наибольших сближений по предлагаемой методике уточненного расчета не превышает 20 %, а наибольших сил в винтах, создаваемых внешними нагрузками, – 30 %; погрешность расчета тех же сил в винтах по существующим методикам при $Ra \geqslant 2{,}5$ мкм составляет 40 – 90 % в сторону занижения результата. Отсюда можно заключить, что внедрение предлагаемой методики расчета устранит занижение внешних

нагрузок на винты и тем самым поднимет их сопротивление усталости не менее чем на 10 – 30 %.

Существующая методика расчета резьбового соединения в случае действия на него внешних статических нагрузок допускает запас по нераскрытию стыка порядка 1,5, то есть предполагает назначать силы затяжки винтов невысокими, и не включает в себя расчет угла поворота соединения под действием внешних нагрузок. Из анализа графиков рис. 13 следует, что увеличение силы затяжки может уменьшить этот угол вдвое. Предлагаемая методика расчета позволяет оценить угол поворота достаточно точно. Поэтому можно ожидать, что ее внедрение позволит повысить угловую жесткость соединения не менее чем в 1,5 – 2 раза.

Результаты вычислений по предлагаемой методике проектного расчета сравнивались с экспериментальными данными, полученными И.А. Биргером и Г.Б. Иосилевичем, Н.Л. Клячкиным, В.А. Захаровым, С.Т. Ковганом, П.Д. Павленко и И.П. Талиповой (рассмотрены результаты испытаний только с достаточно толстыми фланцами). Из сопоставления результатов расчета и эксперимента получена хорошая сходимость расчетных и экспериментальных данных: максимальные погрешности определения сил, действующих на винт, при нагружении соединения внешней отрывающей силой или опрокидывающим моментом составили соответственно 8 и 15 %, а максимальные погрешности оценки угла поворота соединения под действием на него опрокидывающего момента – 10%.

Предложена <u>методика расчета резьбового соединения, стянутого одним винтом</u>. В этой методике расчеты проводят по формулам (14) – (19), полагая

$$\chi_F=\frac{\lambda_{ст}+\lambda_д}{\lambda_{ст}+\lambda_д+\lambda_в}; \quad \chi_M=0 . \qquad (22)$$

Наличие такой методики позволило предложить новое конструктивное решение натяжного барабана ленточного транспортера (рис. 14), более дешевого (не менее чем на 30 %) вследствие его большей технологичности в изготовлении, так как конструкция не сварная, а поэтому все посадочные места его деталей могут быть обработаны на обычном токарном станке. Кроме того, стало возможным рассчитывать и обоснованно назначать силу затяжки резьбового соединения крепления колеса на консольном конце вала (рис. 15).

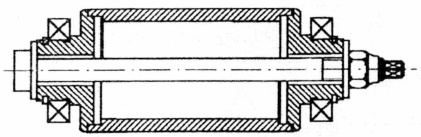


Рис. 14

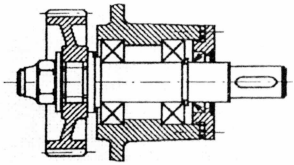


Рис. 15

Частота продольных свободных колебаний ν_a резьбового соединения зависит от продольной жесткости резьбового соединения $j_a = A/[(k\varepsilon + \lambda_д A)(1 - \chi_F)]$, а также от колеблющейся массы m.

На предприятии ФГУП «ВНИИ электромеханики» с участием автора проведено экспериментальное исследование, связанное с определением частоты продольных колебаний резьбового соединения. Для этого изготовлена модель соединения, состоящая из двух стальных втулок высотой $h_1 = h_2 = 25$ мм диаметрами наружным $D_0 = 35$ мм и внутренним $d_0 = 13$ мм со средней арифметической высотой микронеровностей торцовых поверхностей $Ra = 2{,}5$ мкм, стянутая болтом М12. Масса всего соединения составила $m = 0{,}45$ кг. Для получения $Ra = 5$ мкм между торцами втулок устанавливали шайбу толщиной 3 мм, изготовленную с той же чистотой обработки, что и втулки. Эксперимент проводился на затянутом резьбовом соединении при моментах завинчивания 8,8 Н·м и 17,6 Н·м, что соответствовало $F_{зат}$ 5000 и 10000 Н. В осевом направлении по одному из торцов втулки наносился удар, а на противоположном торце втулок замерялась пьезоэлектрическим акселерометром фирмы Брюль и Къер частота колебаний системы ν_a (рис. 16). Эту частоту колебаний сопоставляли с расчетной $\nu_{a\,р}$, вычисленной по формуле (расчетная схема – две массы $m/2$, соединенные пружиной жесткостью j_a)

$$\nu_{a\,р} = (4j_a/m)^{0,5}/(2\pi), \qquad (23)$$

а также с основной частотой продольных колебаний стержня $\nu_{a\,ст} = (E/\rho)^{0,5}/(2L)$, у которого концы свободны и длина $L = h_1 + h_2$, где ρ – плотность материала втулок. Экспериментально замерены ν_a равные $1{,}07\cdot10^4$ и $9{,}5\cdot10^3$ Гц при Ra равных 2,5 и 5 мкм и $F_{зат} = 5000$ Н, а также ν_a равные $1{,}15\cdot10^4$ и $1{,}11\cdot10^4$ Гц при Ra равных 2,5 и 5 мкм и $F_{зат} = 10000$ Н. Получены расчетом $\nu_{a\,ст} = 5{,}2\cdot10^4$ Гц и соответствующие значения $\nu_{a\,р}$ $1{,}37\cdot10^4$ и $1{,}16\cdot10^4$ Гц при $F_{зат} = 5000$ Н, а также $1{,}5\cdot10^4$ и $1{,}25\cdot10^4$ Гц при $F_{зат} = 10000$ Н. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает, что значения $\nu_{a\,р}$ и ν_a близки друг другу, а $\nu_{a\,ст}$ и ν_a резко различаются.

Рис. 16

В пятой главе решалась задача разработки методов расчета некторых видов перспективных сборочных единиц, работоспособность которых определяется контактной жесткостью сопряжений.

Разработана методика расчета опорно-поворотных подшипников на контактную прочность, долговечность и жесткость. Опорно-поворотными называют подшипники, которые могут воспринимать не только радиальную и осевую нагрузки, но и опрокидывающий момент. Эти подшипники можно рассматривать как предельный случай схемы установки радиально-упорных подшипников «врастяжку». Если вал консольно нагружен силой F_R (рис. 17, *а*), то для снижения прогиба вала в точке приложения нагрузки консоль *а* стремятся уменьшить по сравнению с расстоянием *l* между радиальными реакциями, возникающими в двух опорах.

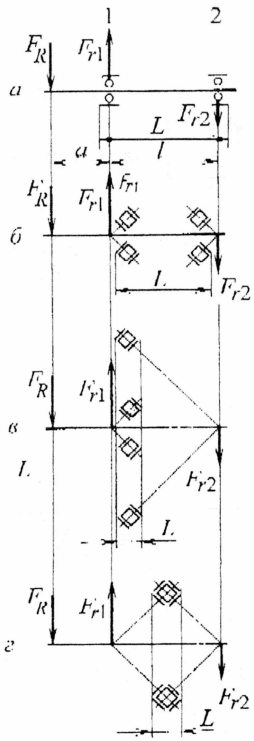


Рис. 17

Чтобы при этом обеспечить минимальный осевой габаритный размер всего привода, можно воспользоваться радиально-упорными подшипниками, установленными «врастяжку» (рис. 17, *б*).

Осевой габаритный размер привода (размер *L*) снижается благодаря тому, что радиальные реакции F_{r1} и F_{r2}, возникающие в радиально-упорных подшипниках, прикладывают в местах пересечений с осью вала нормалей, проведенных к серединам дорожек качения их наружных колец. При схеме «врастяжку», увеличивая диаметральные размеры подшипника *D* хотя бы одной из двух опор, можно сокращать (рис. 17, *в*) осевой габаритный размер привода *L*. Если одновременно увеличивать диаметральные размеры *D* сразу двух подшипников, то в пределе получим геометрическое совпадение положений двух подшипников. Две опоры из радиально-упорных подшипников, установленных «врастяжку», совмещенные друг с другом, образуют так называемый опорно-поворотный подшипник (рис. 17, *г*).

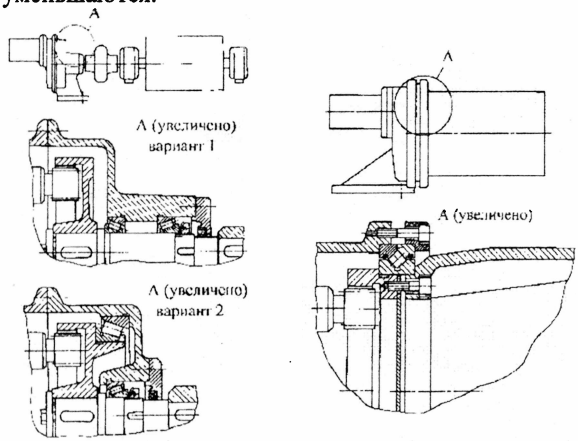
Предлагаемая методика опирается на формулы Герца-Беляева для напряжений при первоначальном контакте в точке или по линии. Она предусматривает вычисление силы F_1, действующей на наиболее нагруженное тело качения от осевой F_a и радиальной F_r нагрузок,

а также от опрокидывающего момента M, нагружающих подшипник:

$$F_1 = F_{1a} + F_{1r} + F_{1M}, \tag{24}$$

где $F_{1a} = k_1 F_a/(z \sin \alpha)$, $F_{1r} = k_2 F_r/(z \cos \alpha)$, $F_{1M} = k_3 M/(d_0 \ z \sin \alpha)$ – силы, действующие на наиболее нагруженное тело, соответственно от осевой и радиальной нагрузок, а также от опрокидывающего момента; k_1, k_2, k_3 – коэффициенты, зависящие от конструкции подшипника; z – число тел качения в одном ряду; α – угол контакта; d_0 – средний диаметр подшипника. Знание силы F_1 позволяет рассчитать подшипник на прочность и жесткость. Решая задачу минимизации стоимости таких подшипников на примере опорно-поворотных подшипников с перекрестным расположением роликов, установлено, что, увеличивая средний диаметр подшипника d_0 и одновременно уменьшая диаметр тел качения обратно пропорционально квадрату d_0, уменьшается масса подшипника, а, следовательно, и стоимость при заданном опрокидывающем моменте M. Применение предложенной методики актуально на предприятиях, разрабатывающих и использующих такие подшипники.

На рис. 18 изображен привод ленточного транспортера от одноступенчатого цилиндрического мотор-редуктора с внутренним зацеплением. При этом выходной вал редуктора можно смонтировать либо на радиально-упорных подшипниках, установленных «врастяжку» (рис. 18, *а*), либо на опорно-поворотном подшипнике (рис. 18, *б*). Из рисунка видно, что во втором случае габаритный размер по длине всего привода, а следовательно, и масса существенно уменьшаются.



а *б*

Рис. 18

Предложена методика расчета реакций в опорах валов при соединении валов сборочных единиц без муфты. На рис. 19 представлено такое соединение рабочего органа с двигателем и приведены допуски расположения поверхностей деталей, а на рис. 20 изображены упругие линии валов.

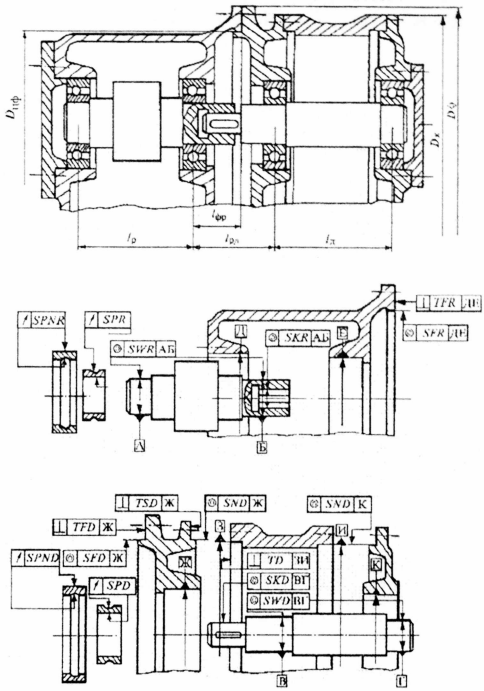


Рис. 19

Монтажное смещение осей валов $\delta_к$, монтажный перекос осей этих валов γ и монтажные смещения опор $\Delta_{р1}$, $\Delta_{р2}$, $\Delta_{д1}$, $\Delta_{д2}$ первой и второй опор рабочего органа и двигателя зависят от допусков расположения, а также радиальных зазоров (точнее, их минимальной величины) $j_{р1}$, $j_{д1}$, $j_{р2}$, $j_{д2}$ в подшипниках первой и второй опор рабочего органа и двигателя.

Упругие смещения $u_{р1}$, $u_{р2}$ опор $Р_1$, $Р_2$ относительно оси, проходящей через другие опоры $Д_1$, $Д_2$, определяются из геометрических соображений:

$$u_{р1}=\delta_к+(\Delta_{д1}-\delta_{Fд1})+[(\Delta_{д1}-\delta_{Fд1})+(\Delta_{д2}-\delta_{Fд2})]l_{рд}/l_д - l_{фр}(\mathrm{tg}\,\gamma-k\varepsilon M/I)+(\Delta_{р1}-\delta_{Fр1}); \quad (25)$$

$$u_{р2}=\delta_к+(\Delta_{д1}-\delta_{Fд1})+[(\Delta_{д1}-\delta_{Fд1})+(\Delta_{д2}-\delta_{Fд2})](l_{рд}+l_р)/l_д-(l_{фр}+l_р)(\mathrm{tg}\,\gamma-k\varepsilon M/I)-(\Delta_{р2}-\delta_{Fр2}), \quad (26)$$

где δ_{Fp1}, δ_{Fp2}, $\delta_{Fд1}$, $\delta_{Fд2}$ – контактные сближения в подшипниках первой и второй опор рабочего органа и двигателя; $k\varepsilon$ – коэффициент контактной податливости плоского стыка резьбового соединения фланцев рабочего органа и двигателя; $M = (1 - \chi_M)[F_{д1}(l_{рд} - l_{фр}) - F_{д2}(l_{рд} - l_{фр} + l_д)]$ – опрокидывающий момент, нагружающий стык; I – момент инерции стыка; E – модуль упругости материала валов.

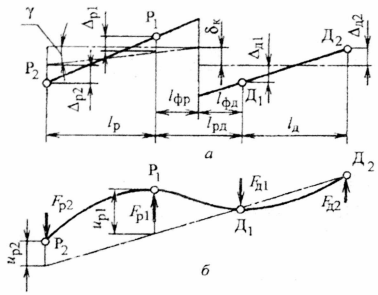


Рис. 20

Чтобы вычислить реакции в опорах четырехопорного вала, решена система четырех нелинейных уравнений: двух уравнений совместности перемещений, полученных методом Верещагина, и двух условий равновесия этого вала.

Методика позволяет по упругим характеристикам валов, допускам расположения поверхностей, указанным в чертежах деталей, конструктивному исполнению опор, величинам радиальных зазоров в подшипниках оценить реакции в опорах, возникающие от неточности обработки деталей и сборки машины.

Расчетами по предлагаемой методике установлено, что в опорах возникают значительные радиальные силы, вызванные погрешностями расположения поверхностей. Наибольшие силы создаются в опорах, расположенных вблизи соединения валов. Если отказаться от центрирования двигателя относительно рабочего органа центрирующим буртиком фланца двигателя, то нагрузки на подшипники понизятся приблизительно на 15 %. Замена конических подшипников радиально-упорными шариковыми уменьшает нагрузки на опоры почти на четверть, а в случае применения радиальных шариковых подшипников – на 35%. Повышение точности изготовления деталей, а именно снижение допусков расположения на две степени точности (вместо 7-й 5-я) и повышение класса точности подшипников (вместо 0-го 6-й) способны уменьшить нагрузки на опоры почти в 3 раза.

Далее рассмотрены механизмы, создающие большие силы замыкания за счет установки их звеньев «враспор» (рис. 21, рис. 22), и предложен подход к расчету таких механизмов, учитывающий контактную жесткость сопряжений.

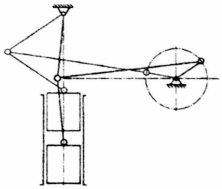


Рис. 21. Кривошипно-коленный механизм чеканочного пресса

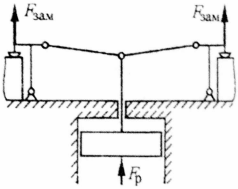


Рис. 22. Приспособление для зажима деталей

Он сводится к следующему:

1. Задаются необходимой замыкающей силой $F_{зам}$.

2. Из условий обеспечения контактной прочности и прочности на смятие в сопряжениях, а также объемной прочности деталей и устойчивости стержней, работающих на сжатие, задаются некоторыми размерами деталей и их сопряжений. При этом контактную и объемную прочность, а также устойчивость можно оценивать по зависимостям, известным из курса «Детали машин», и по рекомендациям исследователей, занимавшихся непосредственно данным вопросом.

3. Вычисляют контактные сближения в сопряжениях, а также изменения размеров деталей и с их учетом назначают размеры механизма, определяющие силу замыкания, и допуски на них. Следует отметить, что контактные сближения относительно малы, но вблизи мертвой точки механизма именно от них зависит величина замыкающей силы.

4. Сопоставляя работы, подводимую к механизму и затраченную при разных положениях его звеньев, и задавшись силой на входном звене $F_р$, определяют остальные размеры деталей механизма.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основании математической модели упругого деформирования микронеровностей, волнистости и макроотклонений впервые 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. Сопоставление результатов испытаний, проведенных разными авторами, с результатами расчета по предлагаемой методике показало, что при $Ra \geq 1{,}25$ мкм для разных методов обработки поверхностей и различных их размеров погрешность расчета сближений не превышает 33 % с вероятностью 0,7.
2. Впервые разработана методика расчета цилиндрического соединения с натягом, учитывающая контактную жесткость стыка. Экспериментально установлено, что погрешность расчета давления в сопряжении: по предлагаемой методике при любых натягах – 5 – 10 %; по существующей методике – 10 – 20% в сторону завышения давления при натягах H7/p6 или

больших, и приблизительно 40 % в сторону занижения давления при натягах малых (H7/k6), причем погрешность расчета по существующей методике повышается с увеличением шероховатости. Поэтому внедрение предлагаемой методики расчета будет способствовать 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.

3. Решена задача о распределении нагрузки в резьбовом соединении по виткам резьбы в зависимости от шероховатости рабочих поверхностей витков. Получено, что при средней арифметической высоте микронеровностей резьбы $Ra \geq 1{,}6$ мкм с увеличением нагрузки на винт неравномерность нагружения витков увеличивается. Поэтому использование гаек растяжения целесообразно вместе с винтами высоких классов прочности (более 6.6) и мало эффективно при использовании винтов низких классов прочности (ниже 6.6), что позволяет в случае применения винтов низких классов прочности снизить стоимость машины за счет замены гаек растяжения простыми гайками, которые приблизительно в пять раз дешевле. Установлено, что применение мелкой резьбы при стандартной высоте гайки существенно повышает равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы. Поэтому применение мелкой резьбы способно повысить сопротивление усталости винтов на 10 – 30 %.
4. Впервые рассмотрена математическая модель нагружения витков резьбы гайки в предварительно затянутом и нагруженном внешней растягивающей силой резьбовом соединении. Расчетами по модели показано, что увеличение силы затяжки винта снижает долю внешней нагрузки, приходящуюся на первый виток резьбы гайки. Это теоретически обосновывает эмпирический метод повышения несущей способности резьбового соединения за счет увеличения силы затяжки винта, применяемый в авиации, а также в судовых и тепловозных двигателях внутреннего сгорания.
5. Разработана установка для проведения экспериментальных исследований резьбовых соединений, нагруженных силой и моментом, приложенными в плоскости, перпендикулярной стыку, позволяющая измерять не только силы, создаваемые в винтах внешними нагрузками, но и сближения по краям стыка стягиваемых винтами деталей. Установка допускает менять силы затяжки винтов, внешние нагрузки и высотные параметры шероховатости стыка.
6. Разработаны две методики расчета резьбовых соединений, нагруженных силой и моментом, приложенными в плоскости, перпендикулярной стыку, отличающиеся от существующих учетом контактной жесткости стыка: методика проектного расчета (расчет возможен без использования ЭВМ) и методика уточненного расчета (с выполнением расчета на ЭВМ). Из сопоставления данных, полученных на экспериментальной установке, с

расчетными значениями следует, что: средняя погрешность уточненного расчета наибольших сближений по предлагаемой методике не превышает 20 %, а наибольших сил в винтах, создаваемых внешними нагрузками, – 30 %; погрешность расчета тех же сил в винтах по существующим методикам при средней арифметической высоте микронеровностей поверхностей стыка $Ra \geqslant 2{,}5$ мкм составляет 40 – 90 %. Точность расчетов сил в винтах по предлагаемой методике проектного расчета ниже, чем по предлагаемой методике уточненного расчета, но выше, чем по существующим методикам. Внедрение предлагаемых методик будет способствовать повышению сопротивления усталости винтов резьбового соединения на 10 – 30 % и повышению угловой жесткости соединения не менее чем в 1,5 – 2 раза.

7. Впервые разработана методика расчета резьбового соединения, стянутого одним центральным винтом и нагруженного силой и моментом, приложенными в плоскости, перпендикулярной стыку. Методика дает возможность выбирать параметры стыка и назначать силу затяжки винта одновинтового соединения, обеспечивающие его надежность. Это в свою очередь позволило, в частности, предложить новое конструктивное решение сборочной единицы (натяжной барабан ленточного транспортера), отличающееся стоимостью меньшей приблизительно на 30 %.
8. Впервые разработан метод расчета частоты свободных колебаний резьбового соединения с учетом контактной жесткости стыка. Экспериментально подтверждена его достаточная точность. Использование метода позволит совершенствовать мероприятия по повышению надежности стопорения резьбовых соединений и снижению вибрации машин.
9. Впервые разработана методика расчета на прочность и жесткость опорно-поворотных подшипников. Установлено, что расчеты по предлагаемой методике помогают оптимизировать по стоимости, массе и прочности конструкцию подшипника. Показано, что применение опорно-поворотных подшипников может существенно снизить массу привода.
10. Впервые разработана методика расчета реакций в опорах для соединения сборочных единиц машины без муфты. Расчеты по методике пригодны для сравнения разных вариантов конструктивных исполнений опор по величинам радиальных реакций, в них возникающих, и выбора варианта, оптимального по величинам реакций и стоимости конструкции. Показано, что нагрузка на опоры от неточности изготовления и сборки может в три раза превышать нагрузки, создаваемые рабочим процессом. Меняя конструктивные параметры деталей и сборочных единиц, а также технологические параметры деталей, можно снизить максимальные нагрузки на опоры в 1,5 – 3 раза.

Сказанное позволяет заключить, что в диссертации решена крупная техническая проблема, имеющая актуальное народнохозяйственное значение и связанная с повышением несущей способности и жесткости, а также снижением стоимости и металлоемкости неподвижных соединений машин за счет введения в расчеты, выполняемые при конструировании, контактной жесткости стыков.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В РАБОТАХ:

1. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин: Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
2. Reshetov D., Ivanov A., Fadeev V. Reliability of Machines. –Moscow: Mir Publishers, 1990. – 316 p.
3. Иванов А.С. Конструируем машины. Шаг за шагом. – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 328 с.
4. Иванов А.С. Конструируем машины шаг за шагом; В 2-х частях. – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 1-я часть – 328 с; 2-я часть – 392 с.
5. Попов П.К., Иванов А.С. Промышленные роботы: Учебное пособие по проектированию средств автоматизации подъемно-транспортных операций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1983. – 49 с.
6. Попов П.К., Иванов А.С. Элементы конструкций промышленных роботов: Учебное пособие / Под ред. Д.Н. Решетова и В.Л. Гадолина. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1985. – 40 с.
7. Иванов А.С., Терехин А.М. Реакции в опорах валов, вызванные погрешностями расположения деталей при соединении валов глухой муфтой // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – № 8. – С. 46 – 48.
8. Иванов А.С., Филюшин П.Е. Конструкция и расчет опорно-поворотных подшипников // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1993. – №7 – 9. – С.33 – 39.
9. Иванов А.С. Масштабный эффект при рассмотрении изгибного и контактного сопротивлений усталости, а также трения и износа // Вестник машиностроения. – 1997. – № 5. – С. 25 – 30.
10. Иванов А.С. Вычисление реакций в опорах при конструировании соединения вал в вал // Вестник машиностроения. – 1998. – № 4. – С. 20 – 23.
11. Иванов А.С. Выбор размеров ступиц и бобышек при конструировании // Вестник машиностроения. – 1998. – № 6. – С. 25 – 28.
12. Иванов А.С. Конструирование зубчатых передач, имеющих устройство ограничения зазоров // Вестник машиностроения. – 1998. – № 8. – С. 20 – 22.
13. Иванов А.С., Колесников А.Г., Ховов В.М. Проектные расчеты при конструировании распорных механизмов // Вестник машиностроения. – 1999. – № 1. – С. 22 – 25.
14. Иванов А.С. Расчет и конструирование опорно-поворотных подшипников // Вестник машиностроения. – 2000. – № 4. – С. 23 – 27.
15. Иванов А.С. Соотношение размеров опорно-поворотного подшипника с

перекрестным расположением роликов, найденное из условия минимизации стоимости его материала // Вестник машиностроения. – 2000. – №6. – С. 34 – 37.
16. Иванов А.С. Соединения валов двигателя и редуктора, редуктора и рабочего органа в конкурентоспособных приводах // Вестник машиностроения. – 2000. – № 10. – С. 45 – 48.
17. Иванов А.С., Решетов Д.Н. Совершенствование методики расчета и конструирования резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. – 2001. – № 4. – С. 30 – 36.
18. Иванов А.С. Конструирование приводов высокого технического уровня // Вестник машиностроения. – 2001. – № 6. – С. 27 – 30.
19. Иванов А.С., Пулькач С.Ю. Конструирование соединения «вал в вал» и реакции в опорах // Вестник машиностроения. – 2001. – № 10. – С. 27 – 30.
20. Иванов А.С. и Медведев Н.В., Терехин С.А. Обеспечение качества машин, позволяющего выйти с выпускаемой продукцией на международный рынок // Вестник машиностроения. – 2002. – № 12. – С. 57 – 68.
21. Иванов А.С., Воронцов А. В., Терехин С.А. Расчет соединения с натягом на несдвигаемость с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей // Вестник машиностроения. – 2003. – № 2. – С. 19 – 22.
22. Иванов А.С. Справочные данные для расчета контактной жесткости плоских стыков // Вестник машиностроения. – 2003. – № 5. – С. 60.
23. Иванов А.С. Учет контактной податливости стыка при расчете резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. – 2003. – № 6. – С. 31 – 34.
24. Иванов А.С., Лисовцов А.О., Чуб М.В. Расчет и конструирование одноболтового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. – 2003. – № 8. – С. 52 – 54.
25. Иванов А.С., Байков Б.А., Щеголев Н.А. Уточнение распределения нагрузки в резьбовом соединении по виткам резьбы путем учета их контактной жесткости // Вестник машиностроения. – 2004. – № 4. – С. 20 – 23.
26. Иванов А.С. Расчеты на контактную жесткость при конструировании машин // Механика и физика фрикционного контакта и граничных слоев: Межвуз. сб. науч. трудов / Под ред. Н.Б. Демкина. – Тверь: ТГТУ, 2004. – С. 49 – 58.
27. Иванов А.С. Обоснование предлагаемых расчетов на контактную жесткость при конструировании машин // Механика и физика фрикционного контакта и граничных слоев: Межвуз. сб. науч. трудов / Под ред. Н.Б. Демкина. – Тверь: ТГТУ, 2005. – С. 8 – 14.
28. Иванов А.С. Справочные данные для расчета на контактную жесткость при конструировании машин // Вестник машиностроения. – 2005. – № 2. – С. 37 – 40.

29. Иванов А.С., Байков Б.А., Шаталина И.И. Влияние контактной жесткости на распределение нагрузки по виткам резьбы // Механика и физика фрикционного контакта и граничных слоев: Межвуз. сб. науч. трудов / Под ред. Н.Б. Демкина. – Тверь: ТГТУ, 2005. – С. 15 – 21.
30. Иванов А.С. Учет контактной жесткости при расчете неподвижных соединений // Вестник машиностроения. – 2005. – № 3. – С. 46 – 48.
31. Иванов А.С., Попов Б.А. Расчет соединения с натягом с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей // Вестник машиностроения. – 2005. – № 4. – С. 31 – 36.
32. Иванов А.С., Попов Б.А. Учет контактной жесткости сопрягаемых поверхностей при расчете соединения с натягом // Механика и физика фрикционного контакта и граничных слоев: Межвуз. сб. науч. трудов / Под ред. Н.Б. Демкина. – Тверь: ТГТУ, 2005. – С. 21 – 28.
33. Ivanov A.S. Calculation of support reactions when designing a «shaft-in-shaft» coupling // Russian Engineering Research. – 1998. – Vol. 18, No. 4. – P. 28 – 34.
34. Ivanov A.S. Selecting the design dimensions of hubs and bosses // Russian Engineering Research. – 1998. – Vol. 18, No. 6. – P. 20 – 26.
35. Ivanov A.S. Designing gear transmissions with clearance-limiting devices // Russian Engineering Research. – 1998. – Vol. 18, No. 8. – P. 31 – 33.
36. Ivanov A.S., Kolesnikov A.G., Khovov V.M. Preliminary calculations in designing spreading mechanisms // Russian Engineering Research. – 1999. – Vol. 19, No. 1. – P. 21 – 27.
37. Ivanov A.S., Rechetov D.N. Improved technique for analyzing and designing threaded joints, loaded by a separating force and an overturning moment // Russian Engineering Research. – 2001. – Vol. 21, No. 4. – P. 39 – 48.
38. Rechetov D.N., Ivanov A.S. Reference data on the contact stiffness of plane joints // Russian Engineering Research. – 2002. – Vol. 22, No. 4. – P. 37 – 45.
39. Ivanov A.S. Account for the contact compliance of the joint in analyzing a threaded connection that is loaded by a separating force and an overturning moment // Russian Engineering Research. – 2003. – Vol. 23, No. 6. – P. 23 – 27.
40. Ivanov A.S. Dependence of the contact convergence in the plane joint of the contact stress, the surface roughness, the largest surface dimension, and the material of the parts // Russian Engineering Research. – 2004. – Vol. 24, No. 3. – P. 21 – 31.
41. А.с. №1355480 СССР. Механизм горизонтального перемещения / Н.К. Гришко, А.С. Иванов, В.А. Семенов, С.В. Гирилович // Открытия. Изобретения.... – 1987. – № 44.
42. А.с. № 1576315 СССР. Механизм прямолинейного перемещения объекта / А.В. Моргачев, Н.К. Гришко, В.А. Семенов, А.С. Иванов // Открытия. Изобретения.... – 1990. – № 25.

Подписано к печати 31.5.06. Объем 2 п.л. Тираж 100 экз. Заказ 288.
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана