

На правах рукописи  
УДК 621.813, 62-112.83

**Муркин Сергей Владимирович**

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА  
РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИВОДОВ

Специальность

05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Москва 2016

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

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент,  
профессор кафедры «Основы  
конструирования машин»  
МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва)  
Иванов Александр Сергеевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор,  
профессор кафедры «Производство и ремонт  
автомобилей» Московского автомобильно-  
дорожного государственного технического  
университета  
Гриб Владимир Васильевич

кандидат технических наук,  
технический директор компании  
3Dquality (Москва)  
Лаптев Иван Александрович

Ведущая организация:

Санкт-Петербургский политехнический  
университет Петра Великого

Защита состоится «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 201\_ г. в \_\_-\_\_ на заседании  
диссертационного совета Д 212.141.07 при Московском государственном  
техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-я  
Бауманская, д.5, стр. 1 в ауд. ...

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского  
государственного технического университета им. Н.Э. Баумана и на официальном  
сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru)

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью,  
просим направлять ученому секретарю диссертационного совета по указанному  
адресу.

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2016 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук, профессор



Сарамач Е.Б.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы исследования

Традиционный (изложенный в нормативной документации, справочниках и учебниках) метод расчета резьбового соединения (РС), нагруженного в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка (т. е. отрывающей силой и опрокидывающим моментом), основанный на гипотезе «конусов давления», дает достаточно точные результаты при высокой чистоте обработки (параметр шероховатости  $Ra < 1,25$  мкм) контактирующих поверхностей стягиваемых винтами жестких на изгиб фланцев. Однако при эксплуатации приводов встречаются случаи разрушения номинально прочных соединений. Это объясняется недостатком существующего расчета, проявляющимся при расчете РС приводов, большинство соединений которых характеризуются параметром шероховатости контактирующих поверхностей  $1,25 \leq Ra \leq 6,3$  мкм, и пренебрежение контактной податливостью поверхностей в этом случае может приводить к завышению оценки прочности РС на 100÷200%.

Поэтому совершенствование метода расчета РС приводов учетом упругих свойств контактирующих поверхностей соединяемых деталей актуально.

Резьбовым соединением приводов названо многовинтовое соединение, у которого контактирующие поверхности стягиваемых винтами жестких на изгиб фланцев имеют параметр шероховатости  $1,25 \leq Ra \leq 6,3$  мкм (в большинстве случаев  $Ra = 3,2$  мкм) и число циклов нагружения отрывающей силой и (или) опрокидывающим моментом превышает  $10^6$ .

**Цель работы:** повышение несущей способности резьбовых соединений приводов учетом при расчете этих соединений податливости контактирующих поверхностей соединяемых деталей.

Для достижения этой цели решены следующие **задачи исследования:**

- разработана математическая модель РС, учитывающая податливость контактирующих поверхностей соединяемых деталей и позволяющая определять при нагружении соединения отрывающей силой и опрокидывающим моментом: распределение передаваемых нагрузок (сил и моментов) в деталях соединения; распределение давлений в плоскости контакта; сближение соединяемых деталей; угол перекоса и положение оси перекоса соединения;

- оценена адекватность предлагаемой модели сопоставлением результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными на разработанных автором двух экспериментальных установках (на первой установке проведены экспериментальные исследования сил, возникающих в винтах группового РС при нагружении соединения отрывающей силой и опрокидывающим моментом при вариациях внешней нагрузки, шероховатости контактирующих поверхностей и сил затяжки винтов; на второй установке исследовано положение оси перекоса РС при его нагружении как плоским, так и круговым изгибом), а также другими исследователями;

- уточнена методика расчета РС приводов учетом контактной податливости стыка при определении сил, действующих на винты. Метод расчета

нагруженности винтов представлен в нелинейной (уточненной) и линейной (инженерной) формах;

– по уточненной методике проведены расчеты РС некоторых конструкций (РС картера с шаровой опорой цапфы управляемого моста грузового автомобиля; РС отечественных и зарубежных редукторов и мотор-редукторов; РС секций установок погружных насосов, использующихся для нефтедобычи), как иллюстрация того, каким образом применение усовершенствованной методики обеспечивает повышение несущей способности и снижение металлоемкости РС приводов.

**Объект исследования:** многовинтовые соединения приводов, нагруженные в плоскости, перпендикулярной плоскостистыка.

**Предмет исследования:** силы, действующие на винты, и сопротивление усталости винтов в РС.

**Теоретическая и методологическая база исследования:** результаты научных исследований в области контактной жесткости, проводящиеся на кафедре основ конструирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана, начиная с 1956 г.

**Методы исследования:** эксперимент; математическое моделирование; методы теоретической механики; методы механики контактного взаимодействия; численные методы решения нелинейных уравнений и систем нелинейных уравнений.

**Научная новизна:**

- разработана математическая модель многовинтового соединения жестких шероховатых фланцев, в которой учтена нелинейность зависимости сближения встыке от номинального давления и микрогеометрических характеристик поверхностей, что позволяет оценить снижение коэффициента основной нагрузки и уменьшение смещения оси перекоса стыка в сторону наиболее сжатой части стыка при увеличении силы затяжки винтов;

- на основе вновь разработанной математической модели предложен уточненный метод расчета доли внешней нагрузки, приходящейся на винты резьбовых соединений приводов, использующий конструктивные и технологические параметры поверхности контакта, известные конструктору на стадии проектирования, а также представлен инженерный метод, позволяющий провести экспресс-оценку нагруженности винтов с учетом податливости стыка;

- для оценки упругих смещений соединяемых деталей на этапе проектирования разработан метод расчета угла перекоса и смещения оси перекоса плоскости стыка, отличающийся тем, что в расчете наряду с собственной податливостью деталей учитывается податливость зоны контакта.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов обусловлена подтверждением предлагаемых в работе теоретических зависимостей результатами экспериментальных исследований, выполненных автором, а также результатами сравнения с экспериментальными исследованиями К.В. Вотинова, Б.Н. Демкина, А.С. Иванова, З.М. Левиной, В.В. Никифорова, П.Д. Павленко, Д.Н. Решетова, Х.А. Фасхиева.

С доверительной вероятностью 0,9 погрешность расчета сил, действующих на винты, разработанным нелинейным (уточненным) методом составляет 25 % и

разработанным линейным (инженерным) методом – 30 %, в то время как традиционным методом – более 60 %. При этом с увеличением напряжений затяжки в винтах до  $(0,6 \div 0,7)\sigma_t$ , где  $\sigma_t$  – предел текучести материала винта, погрешность расчета инженерным методом уменьшается и приближается к погрешности уточненного расчета.

### **Практическая значимость и реализация результатов исследования:**

- спроектированы и изготовлены две экспериментальные установки: для исследований сил, возникающих в винтах группового РС, нагружаемого отрывающей силой и опрокидывающим моментом; для исследования положения оси перекоса соединения при его нагружении как плоским, так и круговым изгибом;

- уточнена традиционная методика расчета РС предложением инженерного и уточненного методов расчета РС приводов, учитывающих податливость контактирующих поверхностей;

– результаты работы используются ООО “ИМАШ Ресурс” для повышения несущей способности РС погружных насосов, применяющихся для нефтедобычи;

– опубликованы в МГТУ им. Н.Э. Баумана и внедрены в учебный процесс на кафедрах основ конструирования машин и промышленной логистики: 1) электронное учебное пособие Иванова А.С. и Муркина С.В. «Конструирование современных мотор-редукторов» (2012 г.); 2) учебное пособие Иванова А.С., Ермолаева М.М. и Муркина С.В. «Расчет и проектирование неподвижных соединений приводов» (принято к печати в декабре 2015 г.); 3) учебное пособие Иванова А.С. и Муркина С.В. «Начала машиностроения» (2016 г.).

### **Апробация работы**

Основные положения и результаты исследований были представлены: на международной конференции «Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники» в БГТУ «Военмех», Санкт-Петербург, 2010; на симпозиуме «Современные проблемы создания и производства механических передач» в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (ИМАШ РАН), Москва, 2013; на международной конференции «Современное машиностроение: наука и образование» в Санкт-Петербургском Государственном Политехническом Университете, Санкт-Петербург, 2014; на конференции «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению» в ИМАШ РАН, Москва, 2014; на международной конференции «Машиностроение и техносфера XXI века», Севастополь, 2015; на международной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» в ИМАШ РАН, Москва, 2015.

### **Публикации**

Основные научные положения, изложенные в диссертации и выносимые на защиту, опубликованы в 17 научных работах, в числе которых монография и 10 статей в журналах из перечня ВАК РФ, общим объемом 8,35 п. л.

**Структура и объем работы:** диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения, изложенных на 134 страницах машинописного текста, содержит 50 рисунков, 7 таблиц, список литературы из 110 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность проблемы, раскрыта общая характеристика работы и приведены основные положения, выносимые на защиту.

**Первая глава** посвящена анализу современного положения в области расчетов РС приводов и вытекающим из этого анализа цели и задачам исследования.

Обзор проведенных ранее исследований показал, что основные методы расчета и конструирования РС сформированы на базе теоретических и экспериментальных работ И.С. Антонова, И.А. Биргера, А.У. Бугова, Г.Б. Иосилевича, Н.Л. Клячкина, В.В. Никифорова, В.Н. Ражикова, Д.Н. Решетова, А.И. Сидорова, А.И. Якушева, J. Bickford, H. Gould, Y. Ito, G. Junker, F. Roetscher, T. Sawa, E. Schlosser, H. Wiegand и других. При этом И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич, J. Bickford, F. Roetscher диаметр винтов предлагают рассчитывать по методике (являющейся в настоящее время стандартом *de facto*), основанной на гипотезе «конусов давления», отмечая, что пренебрежение контактной податливостью стягиваемых винтами поверхностей фланцев вносит погрешность расчета нагружающих винты сил 20÷30 %, а Н.Л. Клячкин замечает, что пренебрежение контактной податливостью стыка может привести к завышению оценки прочности резьбового соединения на 100÷200 %.

В рамках традиционного расчета многовинтовое соединение рассматривается как совокупность одиночных соединений, связанных жесткой диафрагмой по форме стыка, в центре масс которой приложены внешние сила  $F$  и момент  $M$ . В соответствии с принятой гипотезой напряжения от крепежных деталей действуют внутри полых усеченных конусов. Считается, что детали контактируют по основаниям конусов, стык конусов «спаян». Расчет на прочность ведется для наиболее нагруженного винта с учетом требований обеспечения нераскрытия и несдвигаемости стыка.

По полной нагрузке на винт  $F_{\Sigma}$  оценивается статическая прочность; по доле внешней нагрузки  $F_{\text{в}}$ , приходящейся на винт, – сопротивление усталости:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{зат}} + F_{\text{вmax}} = F_{\text{зат}} + \chi \left\{ \frac{F}{n} + M \cdot \frac{x_{\text{max}}}{\sum_1^n x_i^2} \right\}, \quad (1)$$

где  $F_{\text{зат}}$  – сила затяжки;  $\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{д}})$  – коэффициент основной нагрузки, характеризующий долю внешней нагрузки, приходящейся на винт;  $\lambda_{\text{д}}$  и  $\lambda_{\text{в}}$  – податливости (изменение длины под единичной нагрузкой) детали и винта;  $n$  – количество винтов;  $x_{\text{max}}$  – удаление наиболее нагруженного винта от центральной оси стыка;  $x_i$  – удаление  $i$  винта от центральной оси стыка.

Традиционная методика проста, удобна для расчетов и достаточно точна. Однако при эксплуатации приводов встречаются случаи разрушения номинально прочных соединений, иногда приводящие к серьезным последствиям. Например, у РС установок погружных центробежных насосов (УЭЦН), которые обеспечивают более 80 % добычи нефти в России, возникают проблемы с обеспечением их надежности. Так, только на 27 скважинах ОАО «Самаранефтегаз» в 2007 г. имело место 3 случая падения насосов в скважины, вызванных обрывом винтов, что

привело к затратам на восстановление работоспособности скважин около 3,7 млн. рублей (в России – более 90000 скважин, оснащенных УЭЦН).

В традиционном методе расчета на прочность ответственных РС указывается важность правильного выбора силы предварительной затяжки, так как от ее величины зависит плотность (нераскрытие)стыка и сопротивление усталости винтов. В работах И.А. Биргера и Г.Б. Иосилевича для снижения внешней нагрузки  $F_{\text{в}}$ , приходящейся на винты, рекомендуется винты затягивать силой  $F_{\text{зат}}$  до возникающих в них напряжений  $0,6 \div 0,8$  от предела текучести материала винта, но из формулы (1) этого не следует. Кроме того, согласно этой формуле, внешние нагрузки, приходящиеся на винты, должны быть пропорциональными отрывающей силе и опрокидывающему моменту  $M$ , но пропорциональность не подтверждается результатами испытаний.

В целом, можно заключить, что традиционная методика не в полной мере подходит для расчета циклически нагруженных соединений с жесткими на изгиб шероховатыми фланцами, поскольку пренебрежение контактной податливостью стыка завышает усталостную прочность соединений в приводах, следствием чего на практике может быть их разрушение.

С учетом сказанного сформулированы цель и задачи исследования.

Во **второй главе** обоснована приемлемость основных допущений, что в резьбовых соединениях жестких на изгиб фланцев:

- соединяемые детали имеют номинально плоские поверхности контакта, остающиеся плоскими при приложении нагрузки;
- при параметре шероховатости стягиваемых поверхностей  $Ra \geq 1,25$  мкм нагрузку передает вся контактная поверхность;
- при приложении нагрузки к диафрагме работает весь фланец;
- реальные контактные поверхности деталей могут быть заменены контактным упругим слоем пренебрежимо малой толщины, свойства которого зависят от макро- и микрогеометрических характеристик поверхности и номинального давления в контакте.

С учетом указанных положений разработана математическая модель резьбового соединения с круглыми фланцами, в которой используется нелинейная зависимость сближения в контактном слое при повторных нагружениях от нагрузки, полученная ранее Ивановым А.С.:

$$\delta = Ra \cdot c_0^* \cdot \varepsilon \cdot (p/E^*)^{0,5}, \quad (2)$$

где  $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$  – приведенное среднее арифметическое отклонение профиля (параметра шероховатости) микронеровностей контактирующих поверхностей;  $c_0$  – безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который в случае параллельности следов обработки для контактирующих поверхностей, полученных торцевым точением или строганием, равен 84, а во всех остальных случаях, т.е. для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием (независимо от направления следов обработки) и полученных торцевым точением или строганием

в случае непараллельности следов обработки, составляет 263;  $\varepsilon = f(\Delta - W_{\max})$  – масштабный фактор, зависящий от допуска  $\Delta$  плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643–81 и наибольшим размером  $L$  контактной поверхности, а также наибольшей высотой  $W_{\max}$  волны;  $E^*$  – приведенный модуль упругости контактного слоя, определяемый из соотношения  $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$ , где  $E_1$  и  $E_2$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов контактирующих деталей.

Работа группового РС, стянутого  $n$  винтами (сила затяжки каждого винта  $F_{\text{зат}}$ ), нагруженного отрывающей силой  $F$  и опрокидывающим моментом  $M$  (Рисунок 1), в общем виде описывается системой (3), состоящей из  $(n+3)$  нелинейных уравнений, в которые входят: условие равновесия сил; условие равновесия моментов; уравнение деформаций стыка; уравнения деформаций винтов:

$$\left\{ \begin{array}{l} nF_{\text{зат}} - F + \sum_1^n F_{Bi} = \iint_A p(x, y) \, dA \\ M - \sum_1^n x_i F_{Bi} = - \iint_A p(x, y) x \, dA \\ (t - x)\Theta = \varepsilon c p_x^{0,5} + \lambda_d A p_x \\ F_{Bi} = \frac{(t - x_i)\Theta - \delta_{\text{зат}}}{\lambda_b}; i = 1, \dots, n. \end{array} \right. \quad (3)$$

В системе (3)  $p_x$  – давление в стыке на расстоянии  $x$  от его нейтральной оси;  $A$  – площадь стыка;  $\delta_{\text{зат}} = \varepsilon c p_{\text{зат}}^{0,5} + \lambda_d A p_{\text{зат}}$  – сближение деталей под действием сил затяжки винтов;  $\lambda_b$  – податливость винта;  $\lambda_d = \frac{(h_1+h_2)}{E_d A}$  – податливость деталей;  $h_1$ ,  $h_2$  – толщины стягиваемых фланцев;  $c$  – коэффициент, отражающий конструктивные параметры контактного слоя и определяемый по формуле  $c = \frac{R a \cdot c_0}{\sqrt{E^*}}$ .

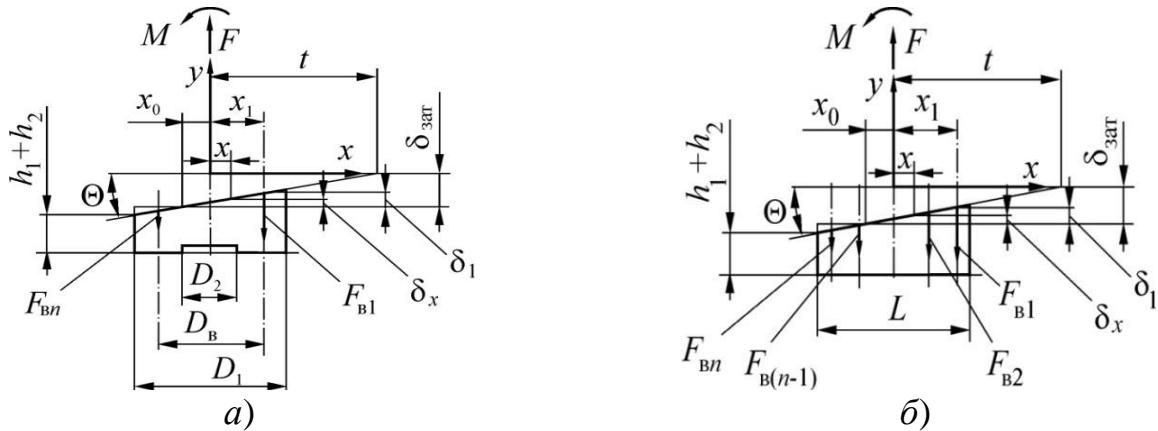


Рисунок 1. Расчетные модели группового резьбового соединения с кольцевой (а) и прямоугольной (б) формами стыка

В зависимости от формыстыка система (3) может быть преобразована к соответствующему виду. Для кольцевой формыстыка (Рисунок 1, *a*) уравнения равновесия приобретут вид

$$\begin{aligned}
 nF_{\text{зат}} - F + \sum_1^n F_{\text{вн}} = & \\
 = \int_0^{\pi} \frac{D_1^2}{2} & \left[ \sqrt{\left( \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right)^2 + \frac{(t - 0,5D_1 \cos \beta)\Theta}{A\lambda_{\text{д}}}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right]^2 \sin^2 \beta \, d\beta - \\
 - \int_0^{\pi} \frac{D_2^2}{2} & \left[ \sqrt{\left( \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right)^2 + \frac{(t - 0,5D_2 \cos \beta)\Theta}{A\lambda_{\text{д}}}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right]^2 \sin^2 \beta \, d\beta; \\
 M - \sum_1^n x_i F_{\text{вн}} = & - \int_0^{\pi} \frac{D_1^3}{4} \left[ \sqrt{\left( \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right)^2 + \frac{(t - 0,5D_1 \cos \beta)\Theta}{A\lambda_{\text{д}}}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right]^2 \sin^2 \beta \cos \beta \, d\beta + \\
 + \int_0^{\pi} \frac{D_2^3}{4} & \left[ \sqrt{\left( \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right)^2 + \frac{(t - 0,5D_2 \cos \beta)\Theta}{A\lambda_{\text{д}}}} - \frac{\varepsilon c}{2A\lambda_{\text{д}}} \right]^2 \sin^2 \beta \cos \beta \, d\beta; \tag{4}
 \end{aligned}$$

Модель позволяет определить силы  $F_{\text{вн}}$  в винтах от внешней нагрузки, угол  $\Theta$  перекоса соединения, а также расстояния  $t$  от оси симметриистыка до оси перекоса при совместном действии сил затяжки винтов и внешних нагрузок  $F$  и  $M$ .

Решив систему уравнений (3), можно вычислить сдвиг  $x_0$  оси перекосастыка относительно его нейтральной оси:

$$x_0 = t - \delta_{\text{зат}}/\Theta. \tag{5}$$

Сближения на правом и левом краяхстыка, расположенных на расстояниях  $L_{\text{пр}}$  и  $L_{\text{лев}}$  относительно его нейтральной оси, составят:

$$\delta_{\text{пр}} = \delta_{\text{зат}} - (t - L_{\text{пр}}) \Theta; \tag{6}$$

$$\delta_{\text{лев}} = \delta_{\text{зат}} + (t + L_{\text{лев}}) \Theta. \tag{7}$$

Решение системы (3) доведено до соответствующих алгоритмов и реализовано в системе компьютерной математики Mathcad.

В третьей главе представлена усовершенствованная методика расчета РС привода, нагруженного произвольной системой сил и моментов, учитывающая контактную податливость соединяемых деталей, в уточненной и инженерной формах.

Уточненная методика заключается в следующем. Задаются классом прочности винтов и напряжениями в винтах при их затяжке. Задавшись диаметром резь-

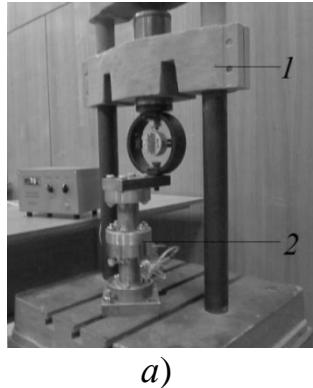
бы винта и шагом резьбы, определяют внутренний диаметр винта и вычисляют необходимую силу его затяжки. Вычисляют податливости винта и стягиваемых винтами деталей. Используя Mathcad, решают систему уравнений (3) и вычисляют силы в винтах, создаваемые внешними нагрузками, угол перекоса соединения и расстояние от оси симметрии стыка до оси перекоса при совместном действии сил затяжки винтов и внешних отрывающей силы и опрокидывающего момента. По формуле (5) вычисляют сдвиг оси перекоса. Используя зависимость (2) и зная угол перекоса, вычисляют минимальное напряжение в стыке и проверяют выполнение условия нераскрытия стыка. Если условие не выполняется, то увеличивают диаметр винта или повышают его класс прочности и повторяют расчет. Вычисляют максимальную силу, действующую на наиболее нагруженный винт, и оценивают напряжения в винте, возникающие при этой силе, а также амплитуду напряжений в резьбовой и гладкой частях винта. Вычисляют коэффициенты запаса, соответствующие этим напряжениям. Если запасы прочности недостаточны, то увеличивают диаметр винта или повышают его класс прочности и повторяют расчет. Вычисляют необходимый момент завинчивания.

Инженерный метод отличается от уточненного линеаризацией зависимости контактного сближения от давления, что позволяет предложить простую формулу для оценки податливости контактного слоя и, как следствие, формулы для вычисления коэффициентов основной нагрузки, определяющих, какую долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляют соответственно отрывающая сила и опрокидывающий момент.

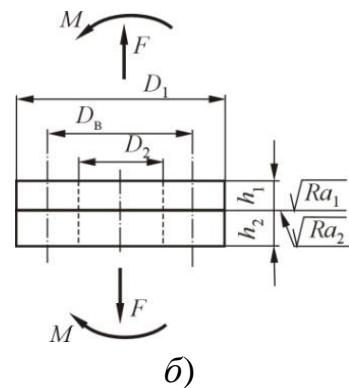
**Четвертая глава** посвящена экспериментальной проверке адекватности предлагаемой модели.

В первом эксперименте оценивалось влияние контактной податливости стыка при разных параметрах шероховатости контактирующих поверхностей на распределение нагрузки по винтам РС жестких фланцев.

Исследования проводили на экспериментальной установке 1 (Рисунок 2, *a*) с использованием специально изготовленных образцов жестких на изгиб кольцевых фланцевых соединений 2.



*a)*

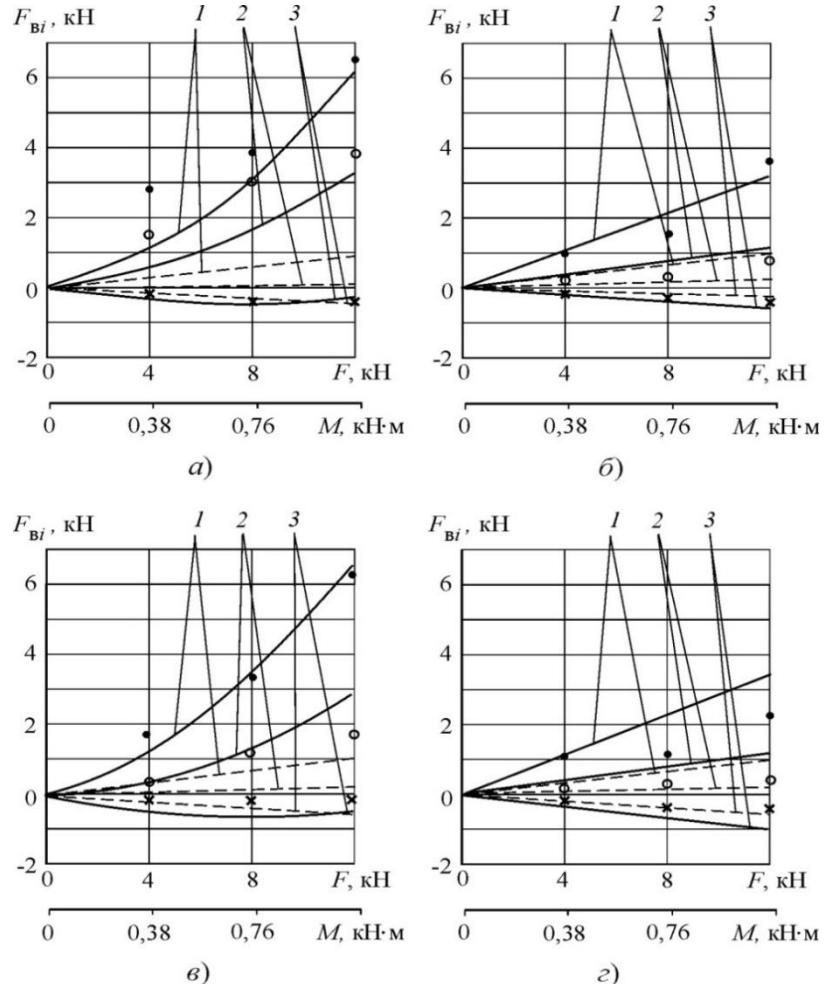


*б)*

Рисунок 2. Экспериментальная установка (*a*) и схема фланцевого соединения (*б*)

Резьбовое соединение затягивали шестью винтами М10 класса прочности 8.8 силой  $F_{\text{зат}} = 10; 20$  кН, а затем нагружали совместно отрывающей силой  $F = 4; 8;$

12 кН и опрокидывающим моментом, который создавался смещением линии действия силы  $F$  относительно оси фланцевого соединения на плече  $l$  ( $M = Fl$ , где  $l = 95$  мм). Схема фланцевого соединения приведена на Рисунке 2, б. Здесь  $D_1 = 100$  мм,  $D_2 = 45$  мм, диаметр расположения винтов  $D_v = 75$  мм, высота фланцев  $h_1 = h_2 = 25$  мм. Результаты испытаний с двумя вариантами приведенного параметра шероховатости контактирующих поверхностей приведены на Рисунке 3.



точки – результаты испытаний; сплошные линии – результаты расчета по формулам нашей математической модели; пунктирные линии – результаты традиционного расчета; 1, 2, 3 – кривые для первой, второй и третьей пар винтов

Рисунок 3. Зависимости  $F_{Bi}$  от силы  $F$  и момента  $M$  при  $Ra = 7,86$  мкм (а), (б) и  $Ra = 6,9$  мкм (в), (г),  $F_{зат} = 10$  кН (а), (в) и  $F_{зат} = 20$  кН (б), (г).

В результате испытаний установлено, что:

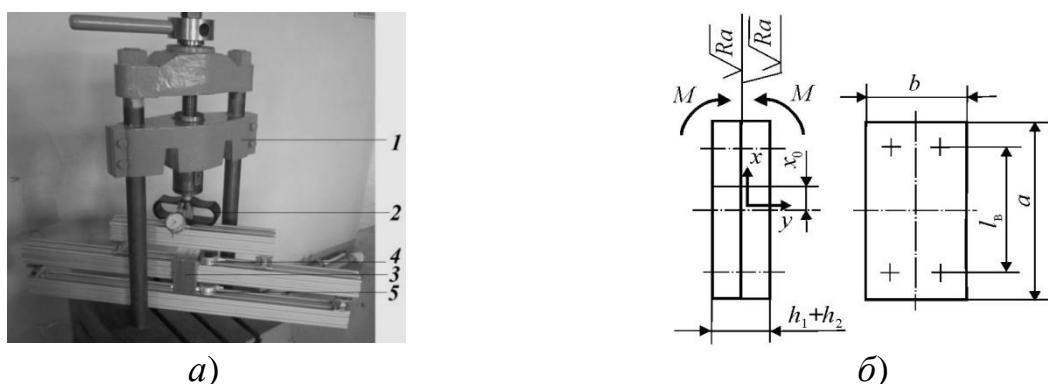
- силы в винтах, возникающие от внешних нагрузок, увеличиваются с уменьшением силы затяжки и увеличением параметра шероховатости  $Ra$  контактирующих поверхностей (Рисунок 3); силы в винтах от внешней нагрузки нелинейно связаны с внешней нагрузкой;

- измеренные значения сил совпадают с доверительной вероятностью 0,8 с результатами расчетов по новой методике в широком диапазоне сил затяжки винтов;

- при нагружении соединения опрокидывающим моментом происходит сдвиг оси перекоса стыка относительно оси симметрии в сторону наиболее сжатой части стыка. Смещение возрастает с увеличением опрокидывающего момента и снижением силы затяжки винтов.

В ходе второго эксперимента исследовалось положение оси перекоса группового РС, нагруженного опрокидывающим моментом. Под осью перекоса РС понимается ось, где давления в зоне контакта, создаваемые опрокидывающим моментом, равны нулю. Положение этой оси определяет нагрузку на винты, создаваемую опрокидывающим моментом. При проведении экспериментов установлено, что она смещается относительно нейтральной оси плоскости контакта к сжатой стороне соединения.

Экспериментальная установка (Рисунок 4, *a*) состояла из двух балок, стянутых друг с другом РС. Балки нагружали прессом через две опоры, разнесенные между собой на 980 мм. Резьбовое соединение было образовано двумя прямоугольными фланцами, изготовленными из дуралюмина, и четырьмя винтами М8 класса прочности 8.8. Фланцы имели опорную поверхность (Рисунок 4, *б*) размерами  $a = 114$  мм,  $b = 52$  мм, толщины  $h_1 = 30$  мм и  $h_2 = 40$  мм, расстояние от винтов до центральной оси соединения составляло 44 мм.



1 – пресс; 2 – динамометр; 3 – резьбовое соединение; 4 и 5 – индикаторы часового типа, измеряющие соответственно сближения на стороне сжатия фланцев и удлинения на стороне отрыва

Рисунок 4. Экспериментальная установка (*a*) и схема фланцевого соединения (*б*)

Поверхности контакта обработаны фрезерованием, параметр шероховатости  $Ra_1=Ra_2=11$  мкм. Сила затяжки винтов  $F_{\text{зат}} = 10$  кН. Создаваемые нагружающим устройством точки приложения нагрузки к балке были симметрично расположены относительно опор; расстояние между точками составило 430 мм. Для измерения контактных перемещений вблизи верхнего и нижнего краев РС на расстоянии от нейтральной оси 47 мм были установлены два индикатора часового типа с ценой деления 0,001 мм. Нагружение осуществляли с помощью ручного пресса через динамометр.

Были проведены две серии испытаний.

В первой серии моделировали схему нагружения плоским изгибом. Результаты первых шести циклов нагружения представлены на Рисунке 5, а. Во второй серии моделировали схему нагружения круговым изгибом. Результаты первых шести циклов нагружения представлены на Рисунке 5, б.

В процессе проведения эксперимента при первом нагружении резьбового соединения отмечены пластические деформации вершин микронеровностей шероховатых поверхностей на сжатой стороне соединения.

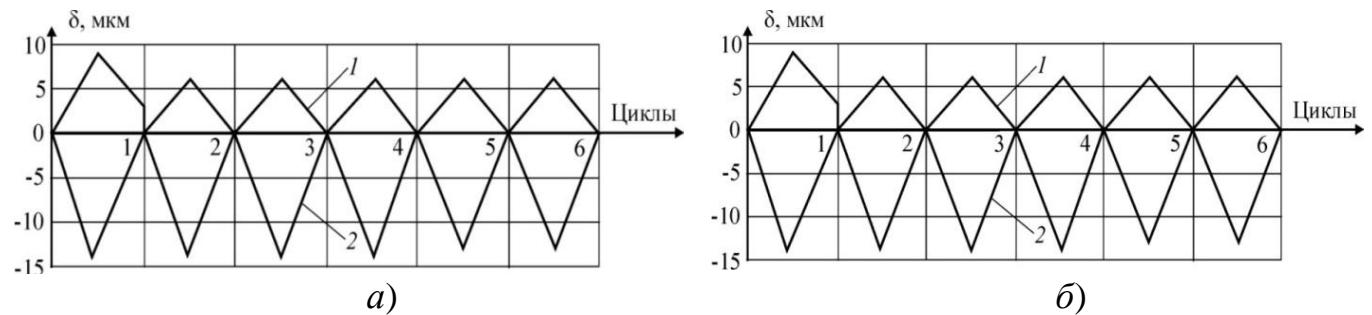


Рисунок 5. Изменение сближений  $\delta$  по показаниям верхнего (1) и нижнего (2) индикаторов в первой (а) и второй (б) сериях испытаний

Результаты эксперимента позволяют сделать два вывода.

1. При нагружении резьбового соединения опрокидывающим моментом ось перекоса смещена, согласно показаниям верхнего и нижнего индикаторов равным  $\delta_1 = 6 \pm 1$  мкм и  $\delta_2 = 14 \pm 1$  мкм (см. Рисунок 5), на расстояние  $19 \pm 7$  мм, относительно нейтральной оси. Сдвиг оси перекоса, определенный по предлагаемой уточненной методике, учитывающей податливость контактного слоя, при параметре шероховатости  $Ra_1 = Ra_2 = 11$  мкм составит  $x_0 = 11,3$  мм. Из сопоставления этого результата с расчетными сдвигами, определенными по рекомендациям И.А. Биргера и Г.Б. Иосилевича ( $x_0 = 44$  мм), а также В.В. Никифорова ( $x_0 = 4$  мм) следует, что расчет сдвига по формуле, вытекающей из разработанной математической модели, дает меньшую погрешность. Это позволяет заключить, что сдвиг оси перекоса резьбового соединения при его нагружении опрокидывающим моментом в значительной степени определяется нелинейностью зависимости контактного сближения от давления в стыке.

2. При нагружении резьбового соединения опрокидывающим моментом, изменяющимся по симметричному циклу (круговой изгиб), ось перекоса смещается относительно нейтральной оси на то же расстояние, что и при отсутствии поворотов.

В целом, экспериментально установлено следующее:

- доказано превалирующее влияние контактной податливости стыка на сближения в резьбовом соединении под действием внешних нагрузок при параметре шероховатости контактирующих поверхностей  $Ra \geq 1,25$  мкм, что обосновывает необходимость обязательного учета податливости контактного слоя при расчетах РС приводов;

- при нагружении соединения опрокидывающим моментом происходит сдвиг

оси перекоса стыка от центральной (нейтральной) оси в сторону наиболее сжатой части стыка, возрастающий с увеличением момента и снижением силы затяжки винтов, что указывает на существенное влияние нелинейности зависимости сближения от давления в стыке и необходимость ее учета в методике расчета резьбовых соединений приводов;

- величины сближений и сил в винтах, создаваемых внешними нагрузками, существенно зависят от параметра шероховатости  $R_a$  микронеровностей, повышаясь с увеличением этого параметра;

- увеличение силы затяжки винта  $F_{\text{зат}}$  повышает сопротивление усталости резьбового соединения, поскольку (Рисунок 6, где  $\Delta_B$  - удлинение винта;  $\Delta_d$  - укорочение стягиваемых деталей;  $\delta$  - сближение в контактном слое) уменьшает податливость контактного слоя, что влечет за собой снижение доли внешней нагрузки  $F_B$ , приходящейся на винт.

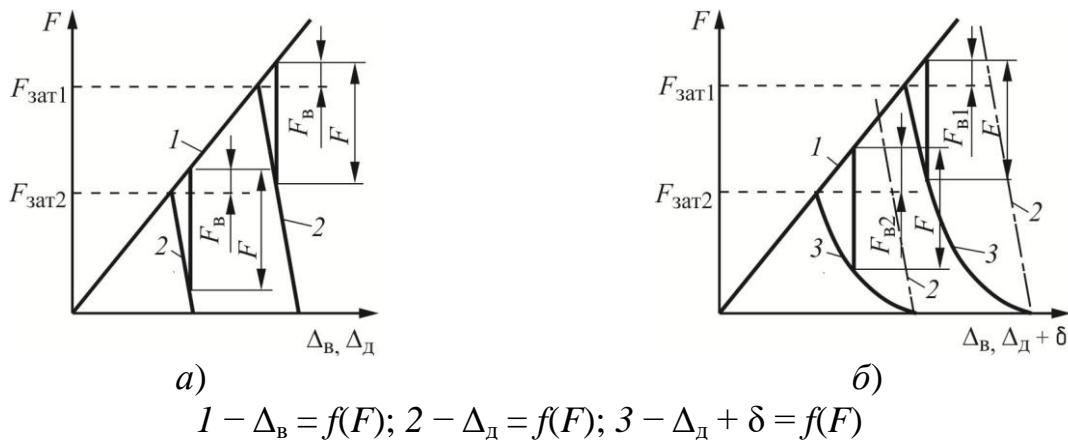


Рисунок 6. Традиционная (а) и уточненная (б) диаграммы сил одновинтового резьбового соединения

Сравнением с экспериментальными данными показано, что расчеты уточненным методом более точны, чем предлагаемым инженерным, а последние точнее, чем расчеты по традиционной методике, при этом при увеличении силы затяжки до обычно рекомендуемой  $(0,6 \div 0,7)\sigma_t$  точность инженерного расчета приближается к точности уточненного, а при уменьшении параметра шероховатости (но не ниже, чем  $R_a = 1,25$  мкм) результаты инженерного расчета приближаются к результатам традиционного расчета.

В **пятой главе** приведено решение ряда практических задач, связанных с расчетом РС приводов.

В задаче по расчету РС с рамой мотор-редуктора Bockwoldt (Германия) исполнения СВ 2К 212 (Рисунок 7, а), нагруженного опрокидывающим моментом  $M$ , равным врачающему моменту на выходном валу  $T = 2760$  Н·м, определено, что для крепления редуктора к раме достаточно четырех винтов М16 класса прочности 10.9, в то время как при расчете по эмпирической зависимости  $d = 1,56T^{0,33}$ , рекомендуемой в отечественной литературе, диаметр винта для мотор-редуктора этого типа следует принять 22 мм, что с учетом необходимости сохранения жесткости и обеспечения мест под гаечный ключ увеличивает массу

лап редуктора примерно в три раза. Таким образом, проведение расчетов на этапе проектирования по усовершенствованной методике позволяет создавать конструкции приводов меньшей материалоемкости.

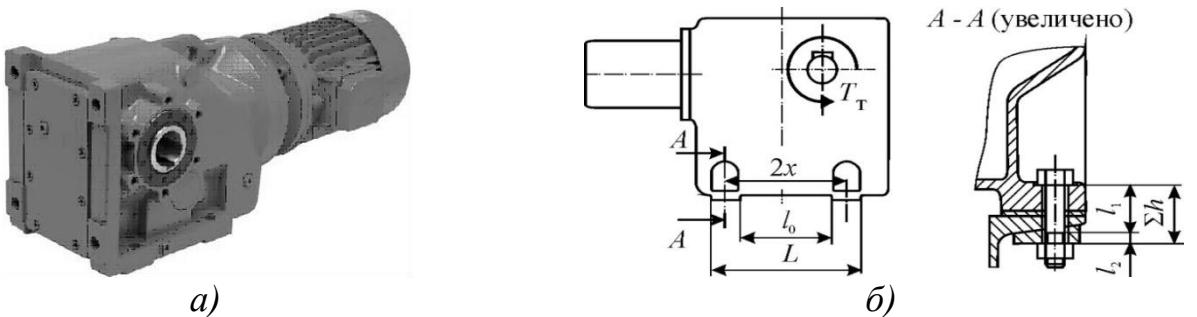


Рисунок 7. Мотор-редуктор Bockwoldt (a) и схема его соединения с рамой (б)

Известно, что основная доля нефти России добывается с помощью погружных установок электрических центробежных насосов (УЭЦН), выполненных конструктивно в виде последовательно соединенных с помощью винтов фланцев (Рисунок 8) секций, имеющих диаметр корпуса  $93\div 114$  мм и длину  $3\div 5$  м. Общая длина установки может достигать нескольких десятков метров и зависит от глубины расположения нефтегазоносного пласта ( $1500\div 2500$  м).

В практике эксплуатации УЭЦН наблюдаются отказы, заключающиеся в разрушении РС, приводящем к расщеплению и падению секций в скважину. Основной механизм разрушения РС – усталостный, обусловленный действием различных динамических нагрузок, например, от дисбалансов вращающихся деталей.

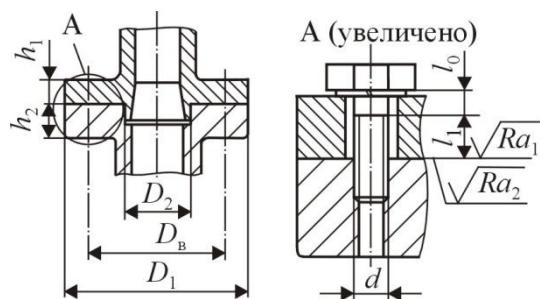


Рисунок 8. Резьбовое соединение погружного насоса

Была проведена оценка прочности винтов круглофланцевого РС шестью винтами M12 класса прочности 10.9 серийно выпускаемого насоса по инженерной методике. Оценка проводилась при параметрах шероховатости контактных поверхностей фланцев  $Ra_1 = Ra_2 = 3,2$  мкм по запасам прочности винта: по максимальному напряжению ( $S_{\max}$ ); по пределу выносливости гладкой части стержня винта ( $S_{a\text{ гл}}$ ); по пределу выносливости резьбовой части винта ( $S_{a\text{ р}}$ ); по возникающей при сборке статической нагрузке ( $S_{\text{сб}}$ ).

Полученные результаты представлены в Таблице.

Анализ результатов расчета позволяет заключить, что с увеличением силы затяжки винтов запас прочности по сопротивлению усталости в резьбовой части винта повышается, а в гладкой его части уменьшается. Поэтому можно пред-

положить, что усталостные разрушения винтов в гладкой части, появлявшиеся в эксплуатации, возникают вследствие чрезмерной силы затяжки винтов при отсутствии контроля силы затяжки винтов динамометрическими ключами, а усталостные разрушения винтов по их резьбовой части, отмеченные при проведении испытаний, появляются при наличии контроля силы затяжки винтов.

Таблица.  
Запасы прочности винтов

$\sigma_{\text{зат. в}}/\sigma_{\text{T}}$	$S_{\text{max}}$	$S_{a\text{p}}$	$S_{a\text{ гл}}$	$S_{\text{сб}}$
0,6	1,46	3,95	3,95	1,2
0,7	1,33	4,00	3,65	1,05
0,8	1,1	4,10	3,40	0,93

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1 Установлено, что традиционный (ставший фактически стандартом) метод расчета резьбового соединения, нагруженного в плоскости, перпендикулярной плоскостистыка, основанный на гипотезе «конусов давления» и пренебрегающий контактной податливостью соединяемых деталей, в приложении к расчету резьбовых соединений приводов, под которыми понимаются многовинтовые соединения жестких на изгиб шероховатых (параметр шероховатости контактирующих поверхностей  $1,25 \leq Ra \leq 6,3$  мкм) фланцев, подверженные многоцикловому (число циклов превышает  $10^6$ ) нагружению отрывающей силой и опрокидывающим моментом, может приводить к завышению оценки прочности резьбовых соединений на 100÷200 %, вследствие чего при эксплуатации приводов встречаются случаи разрушения номинально прочных соединений.

2 Разработана новая математическая модель многовинтового соединения жестких шероховатых фланцев, нагруженного в плоскости, перпендикулярной плоскостистыка, учитывающая нелинейный характер зависимости сближения встыке от номинального давления, макро- и микрогеометрических характеристик поверхности, позволившая теоретически обосновать уменьшение с увеличением усилия затяжки доли внешней нагрузки, приходящейся на винт, а также смещение оси перекоса стыка от оси симметрии в сторону наиболее сжатой частистыка, уменьшающееся с увеличением силы затяжки винтов, при внецентренном нагружении соединения отрывающей силой.

3 На основе математической модели:

- уточнен метод расчета доли внешней нагрузки, приходящейся на винты резьбовых соединений приводов, учитывающий податливости деталей и зоны контакта, позволяющий повысить точность оценки сопротивления усталости соединения;

- разработан метод расчета угла перекоса и сдвига осей перекоса стыка соединяемых деталей, учитывающий податливости деталей и зоны контакта;

- получен линеаризацией уточненного метода инженерный метод расчета сил, действующих на винты резьбовых соединений приводов, учитывающий

конструктивные и технологические параметры поверхности контакта, известные конструктору на стадии проектирования.

Сравнением результатов расчетов с результатами экспериментов, проведенных как автором, так и другими исследователями, показано, что с доверительной вероятностью 0,9 погрешность уточненного расчета составляет 25 % и инженерного – 30 %, в то время как традиционного – более 60 %. При этом с увеличением напряжений затяжки в винтах до  $(0,6 \div 0,7)\sigma_t$  погрешность инженерного расчета уменьшается и приближается к погрешности уточненного расчета. При уменьшении параметра шероховатости до  $Ra = 1,25$  мкм результаты инженерного расчета приближаются к результатам расчета традиционным методом.

4 Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что в резьбовом соединении приводов: а) шероховатость поверхности контакта определяет нелинейность зависимости, связывающей внешнюю нагрузку, приходящуюся на винт, с внешней нагрузкой в целом; б) доля внешней нагрузки, приходящаяся на винт, уменьшается с увеличением усилия затяжки и поэтому увеличение силы затяжки винта способно повысить сопротивление усталости винтов в их резьбовой части; в) при нагружении соединения опрокидывающим моментом происходит сдвиг оси перекоса стыка от оси симметрии в сторону наиболее сжатой части стыка, уменьшающийся с увеличением силы затяжки винтов.

5 Применение разработанных методов будет способствовать повышению несущей способности РС приводов (показано на примере сопоставления результатов расчета и испытаний РС картера с шаровой опорой цапфы управляемого моста грузового автомобиля и расчета резьбовых соединений модулей погружных насосов) и снижению металлоемкости (показано на примере сравнения необходимых диаметров винтов для редукторов, полученных расчетами, и назначаемых по практикуемым в настоящее время рекомендациям).

6 Результаты работы нашли применение в учебном процессе в курсе лекций «Общая теория приводов» кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Внедрение разработанных методик в ООО «ИМАШ Ресурс» позволило определить пути и методы повышения несущей способности РС установок погружных центробежных электронасосов.

## СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### 1. Публикации в центральных изданиях, включённых в перечень периодических изданий ВАК РФ:

1. Исследование и расчет резьбового соединения мотор-редуктора с рамой / С.В. Муркин [и др.] // Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 65-68. (0,25 п.л./0,05 п.л.).

2. Расчет деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов / С.В. Муркин [и др.] // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 17-19. (0,2 п.л./0,05 п.л.).

3. Экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом/ С.В. Муркин [и др.] // Вестник машиностроения. 2014. № 4. С. 7-10. (0,25 п.л./0,05 п.л.).

4. Муркин С.В., Иванов А.С., Ермолаев М.М. Теоретико-экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 20-29. (1,0 п.л./0,3 п.л.).

5. Влияние пластических деформаций микронеровностей на сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении пульсирующей отрывающей силой / С.В. Муркин [и др.] // Вестник машиностроения. 2015. № 5. С. 14-16. (0,25 п.л./0,05 п.л.).

6. Сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении круговым опрокидывающим моментом / С.В. Муркин [и др.] // Вестник машиностроения. 2015. № 7. С. 17-21. (0,3 п.л./0,1 п.л.).

7. Иванов А.С., Смирнов Н.И., Муркин С.В. Повышение надежности резьбовых соединений погружных центробежных насосов // Вестник машиностроения. 2015. № 8. С. 45-47. (0,3 п.л./0,1 п.л.).

8. Экспериментально-теоретическое исследование положения оси перекоса резьбового соединения, нагруженного опрокидывающим моментом / С.В. Муркин [и др.] // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 31-34. (0,25 п.л./0,10 п.л.).

9. Иванов А.С., Муркин С.В. Расчет резьбовых соединений приводов // Вестник машиностроения. 2016. № 5. С. 3-10. (1,0 п.л./0,4 п.л.).

10. Иванов А.С., Муркин С.В. Затяжка винтов динамически нагруженных резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2016. № 7. С. 31-32. (0,20 п.л./0,10 п.л.).

## *2. Основные публикации в других изданиях:*

1. Муркин С.В., Иванов А.С., Куц М.С. Экспериментальное исследование положения оси перекоса резьбового соединения, нагруженного опрокидывающим моментом // Инженерный вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана / Электронный научно-технический журнал. Рег. № ФС77-51036. 2015. № 8. С. 46-52. URL: <http://engbul.bmstu.ru/doc/793255.html>. (0,8 п.л./0,3 п.л.).

2. Влияние пластических деформаций микронеровностей на ослабление затяжки резьбовых соединений погружных центробежных насосов / С.В. Муркин [и др.] // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования / Под ред. В.В. Измайлова. Вып. 8. Тверь: ТГТУ, 2015. С. 27-31. (0,6 п.л./0,1 п.л.).

3. Иванов А.С., Муркин С.В. Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 109 с. (12,6 п.л./6,0 п.л.).

4. Иванов А.С., Муркин С.В. К расчету резьбовых соединений приводов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования / Под ред. В.В. Измайлова. Вып. 9. Тверь: ТГТУ, 2016. С. 98-102. (0,6 п.л./0,2 п.л.).