

На правах рукописи



Санников Александр Михайлович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОЦЕНКИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ
НАГРУЗКИ В МНОГОПАРНЫХ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧАХ ПУТЁМ
УЧЁТА УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОГО ХАРАКТЕРА КОНТАКТА**

Специальность:

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2021

Работа выполнена в научном подразделении «Институт механики имени профессора Гольдфарба В. И.», федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова»

Научный руководитель: **Трубачев Евгений Семенович**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Волков Андрей Эрикович**
доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования "Московский государственный технологический университет "СТАНКИН" г. Москва

Курасов Дмитрий Алексеевич
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Механика машин и основы конструирования» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Курганский государственный университет», г. Курган

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тюменский индустриальный университет»

Защита состоится **«23» июня 2021 г.**, в 13⁰⁰ часов, на заседании диссертационного совета Д212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76. Тел/факс (351) 267-91-23, E-mail: abyzovaa@susu.ru.

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте <https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/sannikov-aleksandr-mihaylovich>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять на имя ученого секретаря по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета Д 212.298.09. E-mail: D212.298.09@mail.ru

Автореферат разослан « » « » 2021 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, доцент



АБЫЗОВ А. А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы и степень разработанности. Рост нагруженности современных зубчатых передач вынуждает совершенствоваться и предлагать новые расчетные методы их проектирования для более удобного и обоснованного выбора их параметров, обеспечивающих заданную нагруженность. Этот выбор значительно усложняется для имеющих пространственный характер и многопарный контакт спироидных передач редукторов трубопроводной арматуры (ТПА), которые работают при тяжелом режиме нагружения и зачастую практически статическом при перегрузках. Помимо условий работы и специфики зацепления передачи для корректной оценки нагруженности передачи также необходимо учитывать погрешности, возникающие в ходе изготовления, монтажа и эксплуатации (податливость опор, износ деталей). Разработанные к настоящему времени методы оценки нагруженности спироидных передач, предложенные в работах ученых O. Saari, W. D. Nelson, F. Bohle, Bolos, Su D, F. Litvin основанные на эмпирических зависимостях; А. К. Георгиева, В. И. Гольдфарба, Э. Л. Айрапетова, В. Н. Анферова основанные на геометрических и силовых оценках зацепления в точках линий сопряженного контакта; Е. С. Трубачева, А. С. Кузнецова основанные на представлении контакта боковых поверхности зубьев в виде дискретной многократно статически неопределимой системы с односторонними связями, в которой выполняются условия совместности перемещения нагруженных ячеек этих поверхностей и условие равновесия моментов – от дискретно приложенных сил и заданного. Общий недостаток этих методов в том, что они основаны на допущении об упругости контакта, что, как показывает практика эксплуатации, неверно, поскольку уже на первых циклах нагружения появляются видимые невооруженным глазом очаги пластической деформации боковых поверхностей зубьев. Учет этого явления обеспечит адекватность расчетной модели реальному контакту, корректность оценки уровня нагруженности передачи на этапе её проектирования, позволит избежать проектирования избыточных по размерам, либо, напротив, перегруженных передач и практической отработки решений на опытных образцах. В этой связи очевидна актуальность разработки метода оценки распределения нагрузки в низкоскоростных тяжело нагруженных спироидных передач с учётом упруго-пластического характера контакта.

Объект исследования – процесс многопарного упруго-пластического контакта боковых поверхностей зубьев спироидной передачи.

Предмет исследования – взаимосвязь характеристик многопарного упруго-пластического контакта и нагруженности низкоскоростной тяжело нагруженной спироидной передачи.

Целью диссертационной работы является обеспечение необходимого уровня несущей способности спироидных передач на этапе их проектирования путем совершенствования метода расчета распределения нагрузки в зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта.

Для достижения указанной цели в работе поставлены и решены следующие **задачи**:

- разработка метода и алгоритма оценки распределения нагрузки в спироидном зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта;
- разработка модели макронеровностей боковых поверхностей зуба колеса и вилка червяка;

– реализация предложенного алгоритма оценки распределения нагрузки в спирои́дном зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спирои́дных передач САПР/АСНИ «SPDIAL+»; исследование условий сходимости алгоритма;

– выполнение расчётно-экспериментального исследования пластического деформирования боковых поверхностей зубьев колёс и витка червяка с целью проверки алгоритма;

– численные исследования распределения нагрузки и пластического деформирования на боковых поверхностях зубьев в тяжело нагруженных спирои́дных передачах;

– внедрение результатов работы в практику проектирования, исследования и изготовления спирои́дных передач, редукторов, а также в учебный процесс.

Научная новизна работы:

– разработаны метод и алгоритм оценки распределения нагрузки в спирои́дном зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта и макронеровностей боковых поверхностей зубьев;

– установлены зависимости между нагруженностью низкоскоростных тяжело нагруженных спирои́дных передач, рассчитанных с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта, погрешностями изготовления, монтажа и деформации элементов конструкции, показавшие, что пластическая деформация поверхностей зубьев, возникающая на первых циклах работы, способствует снижению концентрации нагрузки на отдельных участках (нагрузка более равномерно распределяется между мгновенными площадками контакта).

Теоретическая значимость работы заключается в разработанном методе и реализующем его алгоритме анализа нагруженности спирои́дных передач с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта.

Практическая ценность. Разработаны программные модули расчёта упруго-пластического нагруженного многопарного контакта в системе автоматизированного проектирования спирои́дных передач. Произведена оценка нагруженности, которая показала возможность увеличения нагрузки ряда спирои́дных передач без изменения их размеров. С применением оценки нагруженности спроектированы спирои́дные передачи четвертьоборотных и многооборотных редукторов для ручного управления трубопроводной арматурой.

Методы исследований. Поставленные задачи решены проведением теоретических и экспериментальных исследований с использованием методов теории зубчатых зацеплений, известных соотношений теории прочности и сопротивления материалов в частности теории упругости и пластичности, методов математического и компьютерного моделирования. При реализации предложенных моделей в рамках комплексной системы автоматизированного проектирования и исследования спирои́дных передач использованы методы процедурного и объектно-ориентированного программирования.

Положения, выносимые на защиту:

1 Метод и реализующий его алгоритм оценки распределения нагрузки в спироидном зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта низкоскоростных тяжелонагруженных спироидных передач.

2 Результаты численного исследования влияния погрешностей на нагруженность низкоскоростных тяжелонагруженных спироидных передач.

3 Размерные ряды и параметры передач тяжелонагруженных спироидных редукторов для управления трубопроводной арматурой, спроектированные с применением разработанного алгоритма анализа упруго-пластически нагруженного многопарного контакта.

Степень достоверности и апробации результатов работы. Достоверность подтверждается корреляцией теоретических и экспериментальных результатов исследований. Экспериментальные исследования произведены с использованием методов и методик экспериментальных и теоретических исследований, современных средств измерений, а также современного технологического оборудования и компьютерной техники.

Полученные результаты исследований внедрены на ООО «МИП «Механик».

Основные положения работы были доложены и обсуждены на следующих международных научно-технических конференциях и симпозиумах: 21 - 23 января 2014 года – Международный симпозиум «Теория и практика зубчатых передач», ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова», Ижевск, Россия. 16 - 18 мая 2017 года - Научно-практическая конференция с международным участием «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения», ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова», Ижевск, Россия; 6th International WAPT Conference “Power Transmissions 2019”, Варна, Болгария, 19 – 22 июня 2019 года.

Публикации. По материалам диссертации было опубликовано 8 работ, в том числе 3 работы в изданиях, рекомендованных ВАК, 1 работа в журнале, входящем в международные базы цитирования Scopus/Web of Science, 4 работы опубликованные в других журналах, а также сборниках трудов научных конференций, симпозиумов.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных литературных источников, и приложений. Объем работы: основной текст содержит 193 страниц, включая 117 рисунков, 47 таблиц и 2 приложения; список литературы включает 142 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбора темы работы, сформулированы цели и задачи исследования, определена научная новизна, теоретическая и практическая значимость полученных результатов, основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе работы обобщен опыт проектирования спироидных редукторов ТПА, представлены результаты их сравнения с мировыми аналогами, выполнен обзор и анализ методов теоретических исследований нагруженности зубчатых передач и описан метод, выбранный в качестве основы для дальнейшего совершенствования.

Описаны особенности и преимущества спироидных передач которые неоднократно подтверждены в работах таких отечественных и зарубежных ученых, как А.К. Георгиев, Н.С. Голубков, В.И. Гольдфарб, В.Н. Анферов, Е.С. Трубачев, O. Saari, W.D. Nelson, F. Bolos, и других.

Рассмотрены особенности конструкций и уровень нагруженности передач спироидных редукторов трёх поколений разработки. Отмечено, что одной из особенностей спироидных редукторов трубопроводной арматуры (ТПА) каждого последующего поколения является уменьшение размеров передач, что естественным образом ведёт к увеличению нагруженности контакта. Анализ аналогов – червячных редукторов ТПА таких ведущих мировых производителей, как AUMA, ROTORK, PRO-GEAR – показал, что в них наблюдается аналогичная тенденция. Это говорит о том, что создание конкурентоспособных образцов изделий возможно только при условии разработки и использования адекватной методики оценки нагруженности. При этом следует учитывать благоприятную отличительную особенность тяжело нагруженных спироидных передач – возможность применения для изготовления обоих звеньев передачи термоупрочнённой стали, обладающей пластичностью, взамен чугуна, традиционно применяемого для тяжело нагруженных червячных передач.

Практика эксплуатации и испытаний редукторов ТПА показала, что нагрузочную способность их спироидных передач ограничивает появление следующих типовых дефектов/поломок зубьев колеса или витков червяка:

- статическая поломка;
- малоцикловая усталостная поломка;
- сколы и предшествующие им поверхностные трещины;
- прогрессирующее смятие боковых поверхностей;
- массовый задир боковых поверхностей.

Рассмотрены методы расчета статической наружности, традиционно применяемые для прогнозирования появления перечисленных поломок и дефектов: основанные на эмпирических зависимостях; инженерные, в основу которых положена формула Герца для сжатия двух цилиндров; метод конечных элементов (МКЭ); методы, основанные на дискретизации упругой системы, составленной из зубчатых колёс и их зубьев, как многократно статически неопределимой с односторонними связями, и развитые для анализа зубчатых передач в трудах таких ученых, как К. И. Заблонский, Э. Л. Айрапетов, Г. И. Шевелева, В. Н. Сызранцев, В. И. Медведев, А. Э. Волков, Е. С. Трубачев. Необходимость выполнять проектную оценку нагруженности многих вариантов передач в различных фазах зацепления и при действии различных факторов реальной работы (погрешности изготовления, деформации элементов конструкции, модификации боковых поверхностей зубьев), делает актуальным развитие последней группы методов, как более производительных и вместе с тем адекватно учитывающих указанные факторы.

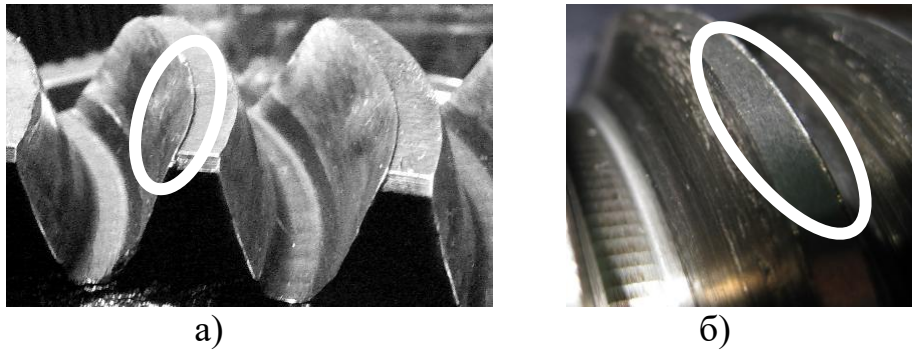


Рисунок 1 – Смятие на вершинах зубьев колеса а) и витков червяка б)

Показано, что результаты расчета перечисленных выше методов дают зачастую противоречивые результаты, например предложенный W.D. Nelson-ом метод в сравнении с моментом, фактически обеспечиваемым передачей отличается до 2-х раз. Применение упругой модели для анализа контакта в спироидных передачах тяжело нагруженных редукторов ТПА часто даёт завышенную оценку концентрации контактных напряжений, расчётные значения на отдельных участках достигают 5500 МПа. Подчеркнём, именно расчётных напряжений, а не фактически действующих, поскольку для последних это невозможно даже в случае контакта колёс из термоупрочнённых сталей. Очевидно, что при таких нагрузках должно наступать контактное смятие, которое влияет на распределение нагрузки. Практика эксплуатации, испытаний редукторов и специально поставленные эксперименты подтверждают эту версию: пластическая деформация боковых поверхностей имеется и может легко определяться визуально (рис. 1). Вместе с тем, передачи успешно работают. Таким образом, оценка распределения нагрузки в упругой постановке является искаженной и не позволяет ответить на вопрос о том, каковы пределы допустимого нагружения передачи. Это делает актуальным разработку модели упруго-пластического многопарного контакта в спироидной передаче, позволяющей определить распределение нагрузки с учетом пластической деформации в местах концентрации нагрузки.

В качестве основы для разработки метода и алгоритма расчёта упруго-пластического контакта были выбраны метод и алгоритм, развитые в работах Е. С. Трубачева и А. С. Кузнецова для упругого контакта в многопарном спироидном зацеплении. Нагруженная передача традиционно представляется как упругая дискретизированная система, в которой совместное перемещение ячеек поверхностей витков червяка и зубьев колеса и условие равновесия сил описываются следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{ll} w_{km} + S_{011} - \Delta_{\phi_{2,1}} = 0; & 1 \\ w_{km} + S_{012} - \Delta_{\phi_{2,2}} = 0; & 2 \\ \dots & \dots \\ w_{km} + S_{0km} - \Delta_{\phi_{2,km}} = 0; & I \\ \sum_D F_{k'm'} \cdot \check{r}_{2k'm'} - T_2 = 0; & I+1 \end{array} \right. \quad (1)$$

где S_{0km} – исходный, до расчета распределения нагрузки, зазор между km -ми ячейками поверхностей, $\Delta_{\phi_{2km}}$ – относительное перемещение km -х ячеек в результате сбли-

жения звеньев при нагружении передачи, $r_{2k'm'}$ – плечо действия результирующей силы $F_{k'm'}$, приложенной в $k'm'$ -м узле, относительно оси колеса, T_2 – заданный момент на колесе. Число уравнений приведенной системы (1) заранее неизвестно и уточняется в ходе итерационного расчета по разработанному алгоритму. При этом в ходе итераций уточняются все искомые параметры: область контакта D , величина $\Delta\varphi_2$ упругого сближения звеньев и величины дискретно приложенных сил. Система (1) содержит km алгебраических уравнений совместности перемещений ячеек области D и уравнение равновесия (последнее уравнение системы).

Главное содержание второй главы – описание предлагаемого метода расчёта упруго-пластически нагруженного многопарного контакта в спироидной передаче и разработки, отладки и реализации численного алгоритма, реализующего этот метод.

Разрабатываемый метод содержит следующие составляющие:

- дискретное представление боковых поверхностей витков червяка и зубьев колеса – в виде наборов ячеек малого размера;
- модели погрешностей в передаче и перемещений её звеньев под нагрузкой;
- метод расчёта зазоров между боковыми поверхностями на всех их участках, которые могут вступить в контакт (то есть по всей зоне зацепления);
- условия совместности перемещений точек контакта и равновесия моментов, составляющие систему (1);
- моделей упругой изгибно-сдвиговой деформации зубьев колёс и витков червяков и упругой деформации контакта.

Составляющими, которыми предложено дополнить базовый метод с учётом появления в контакте пластической деформации, являются:

- существование в области контакта подобластей с тремя типами ячеек:
 - первый – ячейка целиком находится в зоне упруго-пластического деформирования (контактное напряжение в ней равно наперед заданной допустимой величине);
 - второй – в ячейке происходит упруго-пластическое деформирование микронеровностей (расчетное контактное напряжение меньше наперед заданного допустимого напряжения, но на вершинах микронеровностей имеется упруго-пластическое деформирование);
 - третий – ячейка находится в зоне упругого деформирования;
- упругие и упруго-пластические перемещения на поверхностях зубьев малы по сравнению с размерами поверхности контакта; давление на площадках упруго-пластического контакта постоянно и равно предельному; тела взаимодействующих зубьев изотропны; суммарное пятно пластического деформирования эквивалентно сумме площадок пластического смятия в совокупности фаз зацепления; направление контактных перемещений – по нормали к поверхностям; на перемещения оказывает влияние только сила, действующая по нормали к поверхности, влиянием силы трения пренебрегаем; перемещения зубьев под нагрузкой складываются из составляющих упругих и пластических перемещений; влияние масляного слоя в зацеплении не учитывается; контактные пластические перемещения необратимо меняют боковую поверхность зуба, при повтором нагружений новые контактные пластические перемещения суммируются с полученными на предыдущем проходе.

– модель деформации микронеровностей δ_{km} , которая основана на методе расчёта, предложенном проф. В. В. Измайловым, и в которой последние представляют собой сегменты сфер со случайными размерами с двухпараметрическим бета-распределением; в зависимости от уровня нагружения ячейки выделяются упруго и упруго-пластически деформированные микронеровности; величина перемещений при упруго-пластическом характере контакта микронеровностей (ячейки второго типа) определяются по формуле (3):

$$\delta_{p,i} = 5 \frac{H^2 r_i}{E^{*2}} \left(0,5 \frac{F_i}{F_{кр,i}} + 0,5 \sqrt{\frac{F_i}{F_{кр,i}}} \right), \quad (2)$$

а при упругом контакте (ячейки третьего типа) по формуле (4):

$$\delta_{y,i} = \left(\frac{9}{16} \frac{F_i^2}{r_i E^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (3)$$

где r_i – приведенный радиус закругления единичного выступа, E^* – эквивалентный модуль Юнга, H – микротвердость поверхности, $F_{кр,i}$ – критическая сила, F_i – сила, действующая на единичный выступ.

Разработанный алгоритм состоит из следующих шагов:

1 *Задается величина первоначального сближения звеньев $\Delta_{\varphi 2}^{(n)} = \Delta_{\varphi 2}^{(0)}$ (здесь и далее по ходу изложения алгоритма n – номер итерации). В результате этого образуется область $D^{(0)}$ с внедрением зубьев друг в друга.*

2 *В указанной области определяется нулевое приближение дискретно приложенных сил $F_{km}^{(n)} = F_{km}^{(0)}$ с учетом условия равновесия сил пропорционально образовавшимся внедрениям ($S_{0km} - \Delta_{\varphi 2km}^{(0)}$).*

Последующие шаги алгоритма относятся как к первой, так и ко всем последующим n -м итерациям.

3 *Оценка контактного напряжения, действующего внутри ячейки. По найденным значениям напряжений ячейки области D разделяются на указанные выше три типа.*

4 *Определяются упругие (контактные и изгибные) и пластические перемещения ячеек в целом и микронеровностей δ_{km} , в результате приложения сил и соответствующие им невязки ζ_{km} первых kt уравнений системы (1):*

$$\zeta_{km}^{(n)} = w_{km}^{(n)} + S_{0km} + \delta_{km} - \Delta_{\varphi 2km}^{(n)} \quad (4)$$

Пластические w_{pkm} перемещения ячеек первого типа, первое приближение которых рассчитывается как часть от упругого перемещения (рассчитанного при действии предельного давления, расчётное превышение которого вызовет пластическое деформирование), пропорциональная превышению расчетного давления над предельным; на последующих итерациях пластические контактные перемещения в новых ячейках первого типа приравнивается значению ближайшей пластически деформированной ячейке; в ячейках первого типа где они уже присутствуют корректируются на величину невязки. Силы в упруго-пластически нагруженных ячейках приравниваются предельным.

5 *Определяется средняя величина невязок $\xi_{cp}^{(n)}$ в области D , приведенная к углу поворота колеса.*

6 *Выбранная величина сближения $\Delta_{\varphi 2}^{(n)}$ для следующей $(n+1)$ -й итерации корректируется на величину средней невязки:*

$$\Delta_{\varphi 2}^{(n+1)} = \Delta_{\varphi 2}^{(n)} + \xi_{cp}^{(n)}. \quad (5)$$

7 Невязки ξ_{km} корректируются при новой величине сближения $\Delta_{\varphi 2}^{(n+1)}$:

$$\tilde{\xi}_{km}^{(n)} = S_{0km} + w_{km}^{(n)} + \delta_{km} - \Delta_{\varphi 2 km}^{(n+1)} = \xi_{km}^{(n)} - \xi_{cp}^{(n)} r_{2km}. \quad (6)$$

8 Корректируется область D (число km уравнений системы (1)).

После коррекции величины сближения к области D добавляются те ячейки из ненагруженных на n -й итерации, для которых $\tilde{\xi}_{km}^{(n)} < 0$.

9 Определяются поправки $\Delta F_{km}^{(n+1)}$ к дискретно приложенным силам.

В упруго-пластически деформированных ячейках (первого типа) поправка приравнена нулю (напряжение и, вслед за ним, сила, приложенная в ячейке, достигли заданного допустимого значения). Корректировку в остальных ячейках предлагается определять по следующим зависимостям:

$$\Delta F_{km}^{(n+1)} = \frac{\tau_{c km} \tau}{V_{km}} \tilde{\xi}_{km}^{(n)}, \quad (7)$$

$$\tau_{c km} = \left(\frac{|\xi_{km}^{(n)}|}{\xi_{cp.kb}^{(n)}} \right)^{V_c}, \tau_{c km} < 1 \rightarrow \tau_{c km} = 1, \quad (8)$$

где коэффициенты $\tau_{c km}$ и V_c введены для ускорения сходимости.

10 Определяются значения сил на следующей итерации

$$f_{km}^{(n+1)} = F_{km}^{(n)} + \Delta F_{km}^{(n+1)}. \quad (9)$$

11 Вновь корректируется область D (число km уравнений системы (1)).

Из нее исключаются ячейки с отрицательными значениями $f_{km}^{(n+1)}$, для оставшихся ячеек второго и третьего типов значения сил корректируются из условия равновесия:

$$F_{km}^{(n+1)} = (T_2 - T_{2p}) f_{km}^{(n+1)} / \sum_D (f_{km}^{(n+1)} - f_{pkm}^{(n+1)}) \tilde{r}_{2km}, \quad (10)$$

где T_{2p} – суммарный момент, передаваемый ячейками первого типа, Нм;

f_{pkm} – сила в km -й ячейке первого типа, Н.

12 Проверка достижения требуемой точности расчёта по одному из двух критериев: по величине невязки или по максимальному приращению дискретно приложенных сил, полученному на текущей итерации.

Конец алгоритма.

Предложенный алгоритм в сравнении с алгоритмом Е. С. Трубочева и А. С. Кузнецова дополнен следующими принципиальными блоками:

- введена сортировка ячеек по типам в зависимости от характера контакта в них (шаг 3), при этом в ходе итераций значения сил, приложенных в ячейках первого типа (нагруженных упруго-пластически), считаются неизменными, а корректировке (уточнению) подлежат силы, приложенные в ячейках второго и третьего типа (шаг 9, 10, 11), которые в целом деформируются упруго;

- предложены зависимости для оценки и корректировки пластического перемещения в упруго-пластически деформированных ячейках и сил, приложенных в них (шаг 4);

- добавлен расчёт упруго-пластического перемещения микронеровностей (шаг 4);

- в выражение для корректировки сил добавлен коэффициент $\tau_{c km}$, позволяющий ускорить сходимость алгоритма в 1,5 раза; при этом поправка к силе, приложенной в km -й ячейке, оказывается тем большей, чем больше отличие невязки ($\xi_{km}^{(n)}$) в этой ячейке от средней невязки ($\xi_{cp}^{(n)}$) в соседних ячейках. Также для данного

коэффициента была подобрана степень V_c , с которой корректируется величина дополнительного увеличения поправки $\Delta F_{km}^{(n+1)}$ к дискретно приложенным силам. Выполненное численное исследование сходимости алгоритма (часть его результатов показана на рис. 2), что позволило установить рациональный диапазон для выбора параметра V_c – от 1 до 2.

Также предложено начинать учёт упруго-пластического характера контакта не с первой итерации, а с момента, когда погрешность определения сил становится относительно небольшой (текущая корректировка сил не превышает 10%).

Алгоритм реализован в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спироидных передач САПР/АСНИ «SPDIAL+». Выполнена настройка алгоритма для обеспечения быстрой и надёжной сходимости к решению.

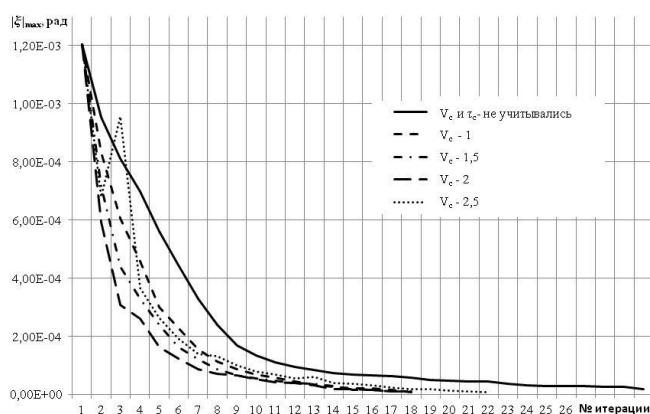


Рисунок 2 – Сходимость алгоритма по величине модуля максимальной невязки при изменении коэффициента V_c

Работоспособность алгоритма продемонстрирована на примере расчета передачи четвертьоборотного редуктора РЗА-С-2000 при действии наибольшего и пикового вращающих моментов.

Предложенный алгоритм реализует возможность расчета НДС при действии однократно приложенной статической нагрузки (при действии пикового или наибольшего момента, когда нужно оценить влияние пластической деформации на боковых поверхностях зуба колеса и витка червяка в определенной области). Он может быть применён также при продолжительном и многократном приложении вращающего момента. В этом случае рассмотрены два варианта сочетания нагружения, представляющих наибольший интерес:

- имеется продолжительно действующий вращающий момент, который вызывает пластические деформации и необратимо меняет боковые поверхности зуба колеса и витков червяка в местах концентрации нагрузки;

- в дополнение к продолжительно действующему моменту имеется пиковый момент, который вызывает пластическое деформирование малой части боковой поверхности зуба колеса и витка червяка; при этом на боковых поверхностях возникают очаги (границы отпечатков), которые могут являться зонами дополнительной концентрации нагрузки.

Для определения суммарного пятна смятия боковой поверхности зуба колеса и витка червяка сначала определяются пластические перемещения в мгновенных площадках контакта в разных фазах зацепления, после чего в каждой ячейке

запоминается большее значение пластического перемещения из всех полученных в разных фазах. Суммарное пятно определяется через выглаживание (интерполяцию и экстраполяцию) полученных таким образом величин перемещений.

Приведён численный пример оценки НДС практически реализуемой передачи, демонстрирующий эффективность работы алгоритма.

Третья глава посвящена проверке предложенного алгоритма и принятого метода оценки упруго-пластической деформации микронеровностей.

Проверка алгоритма расчета НДС упруго-пластического контакта проводилась по параметрам:

- величина пластического перемещения;
- площадь пятна пластического деформирования;
- форма и положение на боковой поверхности зуба колеса пятна пластического деформирования;

Для обеспечения повторяемости и возможности варьирования степени нагруженности заданных участков зубьев была выбрана доминирующая погрешность боковой поверхности – огранка – с намерением в той или иной степени сконцентрировать нагрузку на ее вершинах. В одной серии опытов огранка намеренно формировалась на зубе колеса и, по сути, означала волнистость его продольных линий. Во второй серии огранка формировалась на боковой поверхности витка и, по сути, означала волнистость профиля витка. Также для локализации контакта в удобной для измерений области была введена продольная и поперечная модификация боковой поверхности зуба.

В качестве натурального образца использовалась спироидная передача многооборотного редуктора РЗАМ-С-500, применяемого для управления клиновыми задвижками. Экспериментальное моделирование проводилось на испытательном стенде ИС 15, величина пластического перемещения волн огранки фиксировались на приборе «Контактомер БВ-5028». Площадь, положение и форма пятна пластического деформирования определялись в графическом редакторе и в пакете прикладных программ «MATLAB». Численное моделирование проводилось в «SPDIAL+» и в системе ANSYS. Результаты сравнения представлены в таблице 1-4 и на рисунках 3-4. Таблица 1 – Значение пластического перемещения на вершинах огранки зуба спироидного колеса

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	$w_{p2Э}$, мм	w_{p2S} , мм	$w_{p2S} - w_{p2Э}$, м	Δw_S , %
1	600	1-3	0,11	0,0101	0,0124	0,0022	18,0
		4	0,12	0,0181	0,0171	-0,0009	5,5
		5-6	0,11	0,0107	0,0102	-0,0005	4,7
2	1000	1	0,10	0,0550	0,0519	-0,0031	6,1
		2-6	0,04	0,0097	0,0096	-0,0001	0,9
3	1000	1-6	0,11	0,0381	0,0394	0,0013	3,4
4	1000	1-6	0,07	0,0320	0,0319	-0,0001	0,3
5	1000	1-6	0,06	0,0318	0,0305	-0,0013	4,2

Примечание – $w_{p2Э}$ (w_{p2S}) – пластическое перемещение на вершинах огранки зуба спироидного колеса, полученное в ходе эксперимента (с помощью САПР «SPDIAL+»); Δw_S – процент несовпадения величин экспериментальных и расчетных данных, полученных с помощью САПР «SPDIAL+»; i_o – номер рассматриваемой огранки; H_o – высота огранки.

Таблица 2 – Значение пластического перемещения на вершинах огранки зуба спироидного колеса

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	w_{p2S} , мм	w_{p2A} , мм	$w_{p2S} - w_{p2A}$, мм	Δw_A , %
1	600	1-3	0,11	0,0124	0,0110	0,0014	11,1
		4	0,12	0,0171	0,0180	-0,0009	5,2
		5-6	0,11	0,0102	0,0110	-0,0008	7,6
2	1000	1	0,10	0,0519	0,0560	-0,0041	8,0
		2-6	0,04	0,0096	0,0095	0,0001	1,1
3	1000	1-6	0,11	0,0394	0,0378	0,0016	4,2
4	1000	1-6	0,07	0,0319	0,0330	-0,0011	3,5
5	1000	1-6	0,06	0,0305	0,0320	-0,0015	4,9

Примечание – w_{p2S} (w_{p2A}) – пластическое перемещение на вершинах огранки зуба спироидного колеса, полученное с помощью САПР «SPDIAL+» (системы ANSYS);

Δw_A – процент несовпадения величин, полученных с помощью САПР «SPDIAL+» и системы ANSYS.

Таблица 3 – Значение пластического перемещения вершин огранки витка спироидного червяка

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	w_{p1s} , мм	w_{p1S} , мм	$w_{p1S} - w_{p1s}$, мм	Δw_{S1} , %
1	600	1-15	0,02	0,017	0,0152	-0,0019	10,9
2	1000		0,02	0,020	0,0210	0,0010	5,0
3	1000		0,02	0,018	0,0213	0,0033	18,3
4	1000		0,03	0,025	0,0210	-0,0040	16,0
5	1000		0,03	0,024	0,0232	-0,0008	3,3

Примечание – w_{p1s} (w_{p1S}) – пластическое перемещение на вершинах огранки витка спироидного червяка, полученное в ходе эксперимента (с помощью САПР «SPDIAL+»); Δw_{S1} – процент несовпадения величин экспериментальных и расчетных данных.

Таблица 4 – Значения площади и параметра, характеризующего положение пятна контакта на боковой поверхности зуба спироидного колеса

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	S_s , мм ²	S_S , мм ²	Δ_s , %	j_s , шт	j_Σ , шт	Δj_s , %
1	600	1-3	0,11	3,90	3,55	8,97	41	359	11,4
		4	0,12	4,02	4,2	4,48			
		5-6	0,11	3,97	3,32	16,37			
2	1000	1	0,1	9,42	8,9	5,52	30	488	6,1
		2-6	0,04	9,14	8,5	7,00			
3	1000	1-6	0,11	6,83	6,33	7,32	25	578	4,3
4	1000	1-6	0,07	11,45	10,83	5,41	41	600	6,8
5	1000	1-6	0,06	11,90	10,82	9,08	39	603	6,5

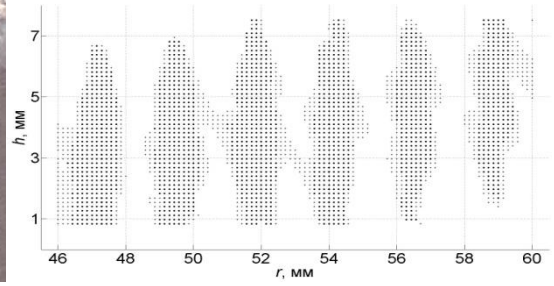
Примечание – S_s (S_S) – площадь пятна пластического деформирования на вершинах огранки зуба спироидного колеса, полученная в ходе эксперимента (с помощью САПР/АСНИ «SPDIAL+»);

j_s – число несовпадающих ячеек пятна, полученного в ходе эксперимента с пятном, полученным в ходе численного моделирования с помощью САПР/АСНИ «SPDIAL+», шт;

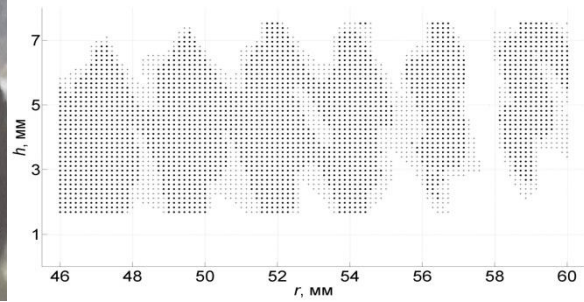
j_Σ – суммарное число ячеек 1-го типа, шт;

Δ_s – процент несовпадения площадей пятен контакта, полученных в ходе экспериментальных и расчетных данных, полученных с помощью САПР/АСНИ «SPDIAL+»;

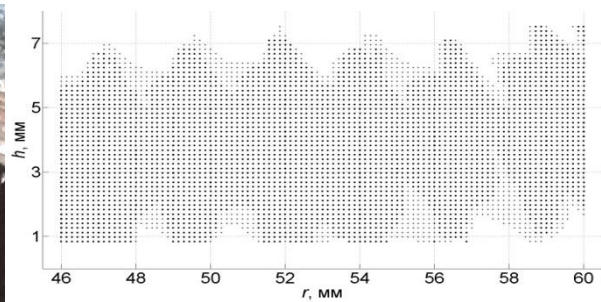
Δj_s – процент несовпадающих ячеек относительного общего числа участвующих в расчете.



а)

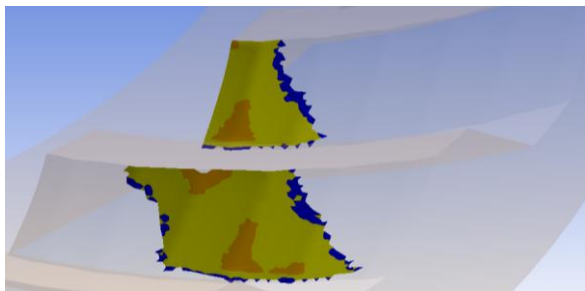


б)

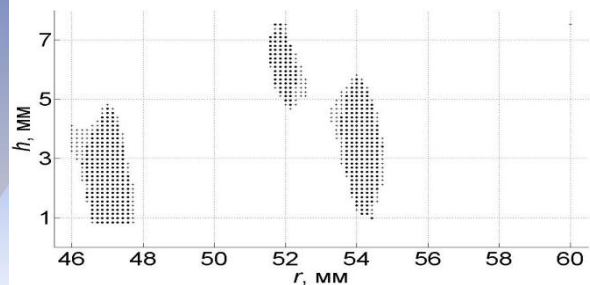


в)

Рисунок 3 – Положение пятна пластического деформирования, полученного путем экспериментального (слева) и численного (справа) моделирования, соответствующие данным первого а), второго б) и четвертого в) исследований, приведенным в таблице 2: h и r — высота зуба и радиус спироидного колеса



система ANSYS



САПР/АСНИ «SPDIAL+»

Рисунок 4 – Положение площадок пластического деформирования, полученных путем численного моделирования, соответствующие данным третьего исследования, приведенным в таблице 2 при расчете одной фазы зацепления

Полученные результаты дают основание для главного вывода – результаты разработанного алгоритма расчёта НДС многопарной спироидной передачи с учетом упруго-пластического характера контакта вполне достоверны, поскольку:

- расхождение в результатах измерения и моделирования пластического перемещения вершин волн огранки на порядок меньше исследуемых величин, и оно сопоставимо с погрешностью измерительного инструмента; с увеличением вращающего момента расхождение в результатах снижается, что можно объяснить увеличением пластических перемещений практически в два раза и, как следствие, меньшим влиянием измерительной погрешности;

- расхождение площадей пятен пластического деформирования, полученных при численном моделировании и наблюдаемых на натуральных образцах, не превышает 16,4%;

- расхождение формы и расположения пятен пластического деформирования, полученных при численном моделировании и наблюдаемых на натуральных образцах, не превышает 11,4% от общего числа ячеек, участвующих в контакте.

Для проверки принятого метода оценки упруго-пластической деформации микронеровностей проводилась серия измерений «Измерителем шероховатости TR200» микронеровностей на боковой поверхности зуба спироидного колеса трех разных передач до (см. рисунок 5) и после нагружения (см. рисунок 6), полученные данные заносились в таблицу 5. На основании полученных данных рассчитывалась величина смятия микронеровностей, которая сравнивалась с расчетной. По результатам сравнения можно сделать вывод, что метод реализован корректно, и расхождение в данных не превышает 11,4%.

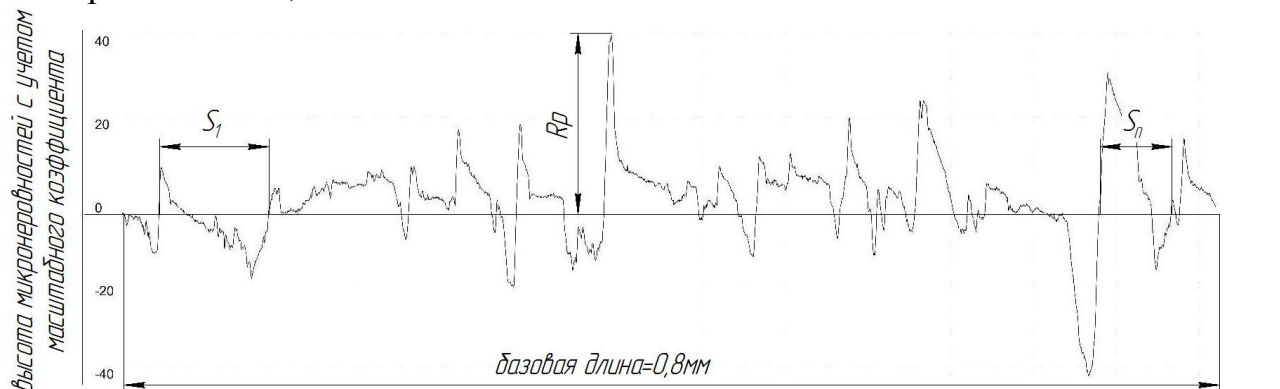


Рисунок 5– Пример профилограммы поверхности до обкатки редуктора

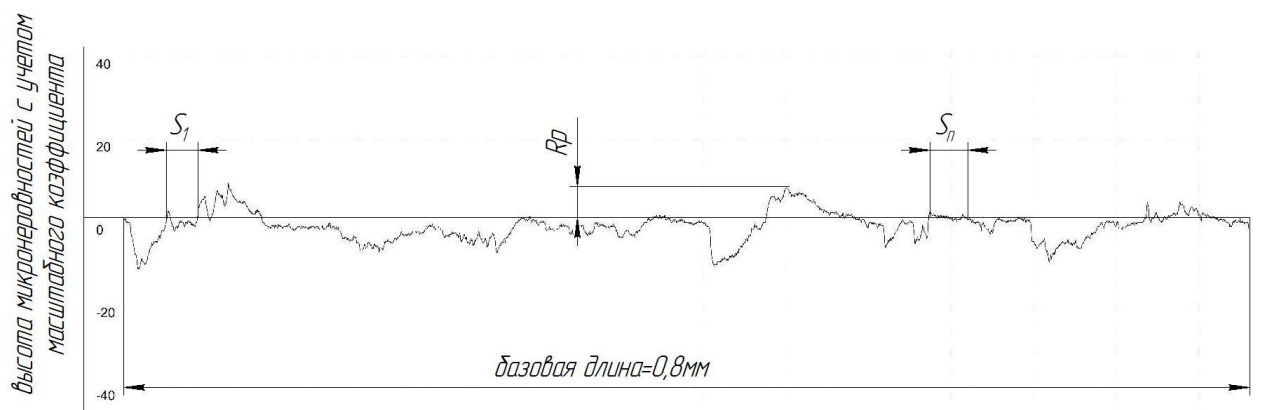


Рисунок 6 – Пример профилограммы поверхности после обкатки редуктора

Таблица 5 – Параметры шероховатости, измеренные на боковой поверхности зуба спироидного колеса у редуктора РЗА-С-2000

№ к/з*	До обкатки			После обкатки			Результаты		
	Ra , мкм	Rp , мкм	Sm , мкм	Ra , мкм	Rp , мкм	Sm , мкм	ΔRp , мкм	δ_p , мкм	$\Delta\delta$, %
1/1	1,37	4,943	0,2857	0,299	0,72	0,3076	4,223	3,899	7,7
1/2	1,23	4,231	0,1998	0,315	0,279	1,3333	3,952	3,517	11,0
2/1	0,64	1,623	0,1025	0,322	0,447	0,0909	1,176	1,051	10,6
2/2	0,645	2,607	0,3636	0,442	1,191	0,25	1,416	1,345	5,0
3/1	0,791	3,387	0,2	0,572	0,864	0,6666	2,523	2,689	6,6
3/2	0,788	2,874	0,2867	0,648	1,131	0,4444	1,743	1,574	9,7

Примечание. * № спироидного колеса/ № зуба; $\Delta\delta$ – процент несовпадения величин экспериментальных и расчетных данных, полученных в САПР/АСНИ «SPDIAL+»

В четвертой главе проведено численное исследование нагруженности редукторов разных поколений разработки, для редукторов последнего поколения и редукторов, применяемых в режиме управления «от маховика» (так называемое «ручное управление»), обоснована возможность существенного повышения нагрузочных характеристик.

В главе приводятся результаты численного моделирования спироидных передач при отдельном и совместном влиянии наиболее характерных погрешностей – погрешности шага, межосевого угла и расстояния, осевого положения колеса и продольной линии зуба колеса. Установлено наибольшее влияние на степень концентрации нагрузки погрешностей шага червяка и межосевого угла, а влияние других погрешностей во многом компенсируется упруго-пластическими деформациями. Выявлено также, что сочетание погрешности осевого положения колеса с другими погрешностями приводит к появлению большого (до 0,1...0,2 мм) смятия на вершинных и переходных участках зубьев. Эффективным и легко обеспечиваемым инструментом предотвращения этого является – это выполнение достаточной (0,01...0,02 m_x) профильной модификации витков червяка. Сравнение полученных результатов с результатами расчёта с применением упругой модели нагруженной передачи показывает, что концентрация нагрузки при отсутствии погрешностей сопоставима, но при учете погрешностей завышение концентрации нагрузки при расчёте по упругой модели достигает трёх раз.

В главе представлены результаты численного исследования в виде таблиц и графиков (фрагменты представлены в таблице 5 и на рис. 9 и 10) для трех групп по две пары редукторов-аналогов при разном уровне нагружения и сочетании погрешностей:

- четвертьоборотные редукторы 1-го и 3-го поколения;
- многооборотные редукторы 1-го и 3-го поколения;
- четвертьоборотный редуктор, для которого выполнен анализ возможности увеличения вращающего момента.

Как показали численные исследования, у редукторов первого поколения разработки был большой запас по нагрузочной способности, которой был реализован в редукторах третьего поколения. В частности, у редукторов третьего поколения были улучшены массогабаритные показатели (уменьшены габариты передачи в 1,14 раза и, как следствие, уменьшилась масса редуктора в 1,4 раза) за счет корректной подборки параметров заце-

пления (в частности, уменьшения ширины венца спироидного колеса, изменения углов профиля боковых поверхностей, коэффициентов высоты головки и ножки витка спироидного червяка), степени локализации контакта. При этом, хотя уровень нагружения отдельно взятых пар зубьев вырос (см. таблицу 5 и рисунок 7), величины пластических перемещений на боковой поверхности зубьев, напротив, снизился (см. рисунок 8) (в основном, благодаря профильной локализации контакта). Полученные результаты нашли практическое подтверждение при испытаниях и эксплуатации редукторов.

Таблица 6 – Результаты численного моделирования для четвертьоборотных редукторов 1-го и 3-го поколения при $T_2=4000$ Нм

№ площадки	РС1-60 (ПС 28)				РЗА-С-2000 (ПС 142)			
	Вращающий момент, передаваемый площадкой, Нм							
	№ фазы							
	2	2п	5	5п	2	2п	5	5п
0	635	551	53	57	660	622	0	0
1	833	774	781	744	1089	1054	958	897
2	878	873	879	852	1162	1175	1128	1106
3	863	914	871	876	1089	1148	1093	1121
4	791	887	855	891	0	0	820	876
5	0	0	561	580	–	–	–	–
	Коэффициент концентрации							
0	0,8	0,7	0,1	0,1	0,7	0,6	0,0	0,0
1	1,0	1,0	1,0	0,9	1,1	1,1	1,0	0,9
2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,1	1,1
3	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
4	1,0	1,1	1,1	1,1	0,0	0,0	0,8	0,9
5	0,0	0,0	0,7	0,7	0,0	0,0	0,0	0,0
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм							
0	4,43	4,3	9,74	9,12	4,00	4,00	0,00	0,00
1	4,89	3,64	7,85	7,44	5,85	2,85	5,61	2,82
2	5,19	6,2	10,28	12,16	5,19	2,78	6,12	3,35
3	5,06	6,63	11,83	14,1	2,47	0,67	2,6	2,11
4	4,27	6,41	12,87	15,62	0,00	0,00	0,00	2,52
5	0,00	0,00	8,28	10,12	0,00	0,00	0,00	0,00

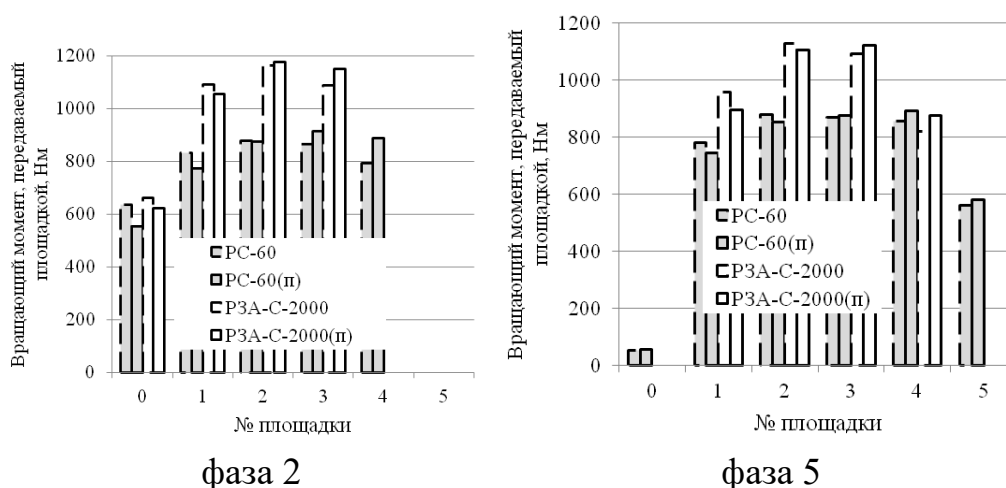
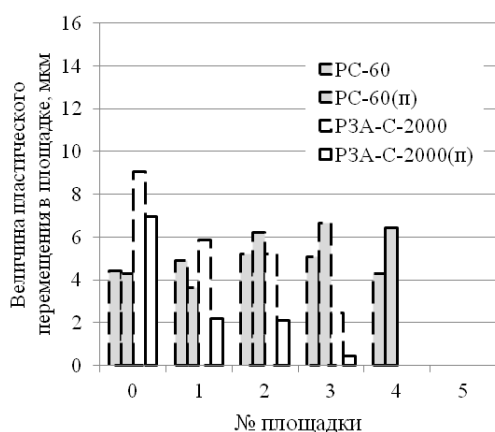
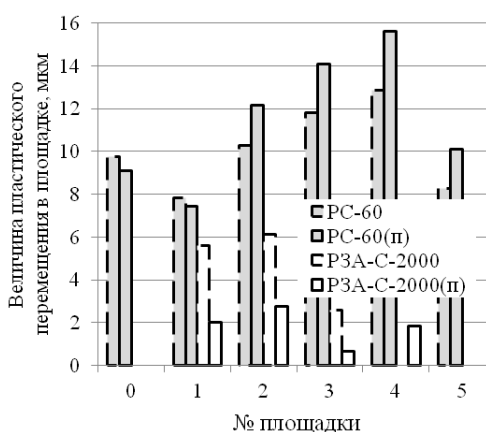


Рисунок 7 – Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта для четвертьоборотных редукторов 1-го и 3-го поколения при $T_2=4000$ Нм



фаза 2



фаза 5

Рисунок 8 – Величина пластического перемещения в мгновенных площадках контакта для четвертьоборотных редукторов 1-го и 3-го поколения при $T_2=4000$ Нм. Возможность увеличения уровня нагрузки с помощью профильной локализации контакта также показана для четвертьоборотного редуктора модели P3A-C-11200 без существенного изменения его конструкции. Этот результат подтверждён типовыми испытаниями и последующей эксплуатацией редуктора.

Для редукторов третьего поколения (рисунок 9) проведена серия расчетов при повышенном (на 40%...100% по сравнению с паспортным, регламентируемым для управления от электропривода) наибольшем вращающем моменте, которые показали, что при «ручном управлении», характеризующемся более плавным приложением моментов, более низкими скоростями и относительно малым требуемым ресурсом, они могут успешно работать. На основании данных расчетов была спроектирована новая линейка редукторов. Редукторы линейки по своим массогабаритным характеристикам не уступают зарубежным аналогам, а в большинстве типоразмеров – превосходят их.

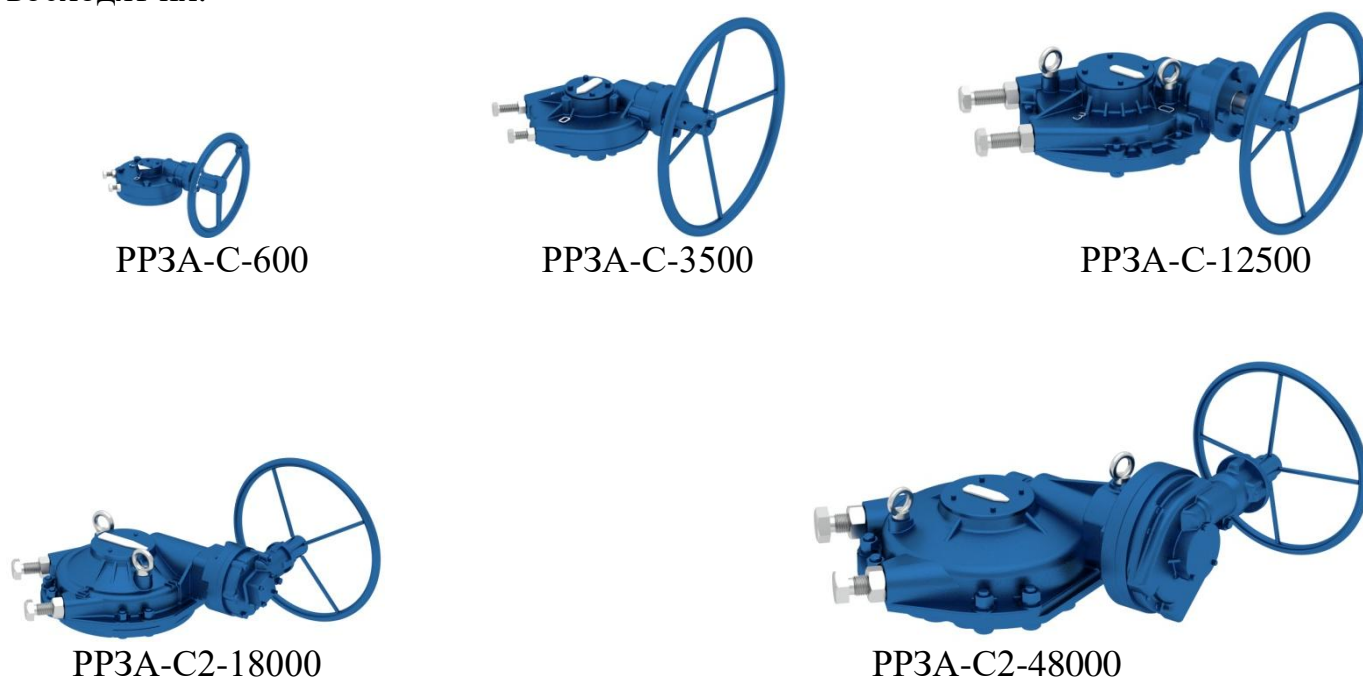


Рисунок 9 – Общий вид ручных четвертьоборотных спироидных редукторов

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Основные научные и практические результаты работы состоят в следующем:

1 Предложен метод расчета и реализующий его алгоритм распределения нагрузки в нагруженной спиройдной передаче с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта, основанный на условиях совместности перемещений ячеек дискретно представленных боковых поверхностей зубьев; условия равновесия моментов; определении характера деформирования ячеек (упругий или упруго-пластический) по уровням нагружения для заданных материалов зубьев и имеющихся макро- и микронеровностей. Эффект от применения метода состоит в более адекватной оценке контактных напряжений (уточнение в два раза и более) и сил, действующих на критически нагруженные зубья (уточнение до 20%) и в возможности оценки нагрузочной способности передачи по допустимому уровню величин пластического перемещения на боковых поверхностях зубьев.

2 Разработана геометрическая модель макронеровностей – огранки боковых поверхностей зубьев. Показано, что в тяжелонагруженных спиройдных передачах огранка может способствовать более равномерному распределению нагрузки, передаваемой разными парами зубьев. Так, при высоте огранки 0,03...0,06 от величины осевого модуля червяка снижение концентрации нагрузки может достигать 15%.

3 Предложенные модели оценки нагруженности реальных спиройдных передач реализованы в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спиройдных передач САПР/АСНИ «SPDIAL+». Предложенный приём ускорения сходимости алгоритма повысил эффективность применения алгоритма в автоматизированном проектировании спиройдных передач за счет сокращения количества итераций в среднем в 1,5 раза.

4 Произведенная расчётно-экспериментальная проверка алгоритма подтвердила достоверность результатов работы предложенного метода и реализующего его алгоритма. В частности, результаты измерения и моделирования величин, характеризующих упруго-пластический контакт, в среднем расходятся не более, чем на 10%.

5 Численное исследование влияния конструкторско-технологических факторов на распределение нагрузки и контактную деформативность зубьев позволили установить, что наибольшее негативное влияние на степень концентрации нагрузки оказывают погрешности шага и межосевого угла, а другие погрешности в значительной степени компенсируются упруго-пластическими деформациями зацепляющихся элементов передачи. Показано, что в спиройдных передачах высокий теоретический коэффициент перекрытия реализуется в широких диапазонах погрешностей, и имеется возможность увеличения нагруженности передачи, не изменяя ее размеры или уменьшая их. Так, рациональный выбор локализации контакта в передачах спиройдных редукторов ТПА позволяет повысить нагрузочную способность в среднем в 1,4 раза, что подтверждено при испытаниях.

6 Разработанные расчетные модели и компьютерные программы внедрены в качестве инструментальных средств в практику проектирования спиройдных редукторов и исследования нагруженности спиройдных передач в научном подразделении «Институт механики имени профессора Гольдфарба В. И.» ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова», ООО «МИП «Механик» и в учебный процесс и использованы при проектировании низкоскоростных тяжелонагруженных спиройдных ре-

дукторов двух типоразмерных рядов – многооборотных (для клиновых задвижек) и четвертьоборотных (для шаровых кранов и дисковых затворов).

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых журналах из перечня ВАК РФ

1. **Санников А. М.** Валидация модели упругопластического контакта спироидных передач. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2020, № 4, с. 23–33, doi: 10.18698/0536-1044-2020-4-23-33.
2. **Санников А. М.** Расчет напряженно-деформированного состояния спироидной передачи при действии пиковой нагрузки. Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. 2018. Т. 21. № 2. С. 24-30.
3. Кузнецов А. С., **Санников А. М.** Метод расчета упругопластически тяжело нагруженной низкоскоростной спироидной передачи. Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. 2017. Т. 20. № 2. С. 60-64.

Публикации в научных журналах и сборниках, индексируемых в базах Scopus

1. Trubachev E., Kuznetsov A., **Sannikov A.** Model of loaded contact in multi-pair gears. Mechanisms and Machine Science (book series). 2018, Springer, Cham, T. 51. С. 45-72. DOI: 10.1007/978-3-319-60399-5_3

Статьи и доклады, опубликованные в других журналах, а также сборниках трудов научных конференций, симпозиумов

1. **Alexander Sannikov.** Numerical simulation of elastoplastic contact of heavy-loaded spiroid gears. MATEC Web Conf. 287 02005 (2019), 6th International BAPT Conference “Power Transmissions 2019”, DOI: 10.1051/mateconf/201928702005.
2. Кузнецов А. С., Лукин Е. В., **Санников А. М.** Проектирование тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры 3-го поколения. В сборнике: Теория и практика зубчатых передач. Сборник трудов Международного симпозиума. Научный редактор В. И. Гольдфарб. 2014. С. 244-250.
3. Савельева Т. В., **Санников А. М.** Проблемы проектирования спироидных передач тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры. В сборнике: Теория и практика зубчатых передач. Сборник трудов Международного симпозиума. Научный редактор В. И. Гольдфарб. 2014. С. 251-257.
4. Кузнецов А. С., Лукин Е. В., **Санников А. М.**, Савельева Т. В. Проблемы и методы проектирования современных спироидных редукторов трубопроводной арматуры. Интеллектуальные системы в производстве. 2014. № 1 (23). С. 47-52.

Санников Александр Михайлович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОЦЕНКИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В МНОГОПАРНЫХ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧАХ ПУТЁМ УЧЁТА УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОГО ХАРАКТЕРА КОНТАКТА

Специальность: 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Подписано в печать 21.04.2021. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 1. Тираж 100 экз.