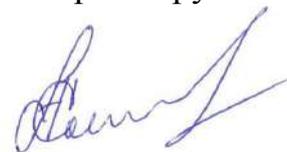


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова»

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»

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д-р техн. наук, профессор
Е. С. Трубачев

Ижевск – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

	стр.
Введение.....	4
1 Упругое и упруго-пластическое нагружение зубьев в зубчатых передачах.....	10
1.1 Практика проектирования и испытаний спироидных передач, находящихся под действием больших нагрузочных и перегрузочных моментов.....	10
1.2 Подходы к анализу статической нагруженности зубчатых передач.....	24
1.3 Принятый метод оценки нагруженности многопарной спироидной передачи.....	29
2 Численный метод анализа упруго-пластического нагруженного многопарного контакта	36
2.1 Предварительные замечания.....	36
2.2 Модель пластического деформирования микронеровностей.	39
2.3 Модель макронеровностей.....	43
2.4 Общий метод и алгоритм анализа упруго-пластически нагруженного многопарного контакта при действии статически приложенной нагрузки.....	44
2.5 Программная реализация алгоритма.....	60
2.6 Проверка работоспособности алгоритма.....	70
3 Проверка метода и алгоритма анализа упруго-пластического контакта в спироидных передачах.....	83
3.1 Проверка на упрощенных моделях.....	84
3.2 Проверка на натурном образце передачи.....	91
3.3 Проверка модели деформирования микронеровностей	104
4 Анализ нагруженности упруго-пластического контакта спироидных передач редукторов трубопроводной арматуры.....	107
4.1 Исследование влияния погрешностей изготовления и	

монтажа на нагруженность спироидной передачи	107
4.2 Сравнение нагруженности передач редукторов разных поколений разработки	136
4.3 Нагруженность передач редукторов 3-го поколения с ручным управлением	149
Заключение.....	156
Библиографический список.....	158
Приложение А.....	172
Приложение Б.....	191

ВВЕДЕНИЕ

Рост нагруженности современных зубчатых передач вынуждает совершенствовать и предлагать новые расчетные методы их проектирования для более удобного и обоснованного выбора параметров, обеспечивающих заданную нагруженность. Ключевой задачей при проектировании зубчатых передач является обеспечение требуемой их нагруженности в течение всего срока службы машины. У некоторых передач из-за сложной геометрии зуба с пространственным положением зоны зацепления – например у конических передач с круговым зубом, гипоидных и спироидных передач – использование традиционных (инженерных) методик расчета и анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) и, как следствие, характеристик нагруженности, является недопустимым. Более того, можно с уверенностью утверждать, что такие методики, если и появятся, то из-за большой вариативности геометрических соотношений в перечисленных передачах во многих важных практических случаях они будут давать приближенные решения. А ведь именно степень нагруженности часто определяет надежность и работоспособность передачи в пределах заданного срока службы. Для обеспечения заданного уровня нагруженности еще на стадии проектирования, необходимы специальные методы расчетов и оценки, которые смогли бы в полной мере и достаточно точно учитывать влияние различных параметров и факторов.

В случае спироидной передачи разработка методов оценки нагруженности значительно усложняется многопарностью контакта, существенным различием условий зацепления для различных участков контактирования зубьев. Помимо условий работы и специфики зацепления передачи, для корректной оценки её нагруженности также необходимо учитывать погрешности, возникающие в ходе изготовления, монтажа и эксплуатации (податливость опор, износ деталей).

Одним из быстро развивающихся и всё более широко применяющихся методов анализа НДС является метод конечных элементов (МКЭ) [49, 78, 80, 107, 112,

113], но он обладает рядом существенных недостатков:

- ростом погрешностей вычислений при оценке напряжений на относительно неплавно сопряжённых переходных участках зубьев у их оснований;
- резким возрастанием вычислительной сложности для случая многопарного контакта;
- сложностью моделирования различных погрешностей, возникающих на этапе изготовления, монтажа и эксплуатации.

Кроме того, использование распространённых в практике подобных расчётов КЭ-программ подразумевает преобразование форматов файлов с данными о нагружаемых объектах, что вносит в расчёт дополнительную погрешность. Поэтому применение МКЭ в данном случае, хотя и не должно отвергаться, но, на наш взгляд, целесообразно в тех случаях, когда проверяется уже принятое проектное решение (то есть не при его поиске в проектной процедуре) либо при настройке других, более эффективных и специализированных расчётных методов.

Также широкое распространение получили методы анализа нагруженного зубчатого зацепления, восходящие к работам К. И. Заблонского [39], Г. И. Шевелевой [92-96], Э. Л. Айрапетова [2] и др. ученых, усовершенствованные для анализа НДС спироидных передач в работах Е. С. Трубачева [84, 85], А. С. Кузнецова [54] методы анализа нагруженного зубчатого зацепления, которые сводятся к многократному решению системы линейных уравнений, описывающих условия совместности перемещений точек контактирующих поверхностей. Известные модели нагруженных спироидных передач основаны на допущении об упругости контакта, что, как показывает практика эксплуатации, в случае действия факторов, нарушающих условия контакта, не всегда верно [21]. На практике за короткий первоначальный период работы тяжело нагруженных спироидных передач наблюдаются пластическое деформирование контактных поверхностей, причём как больших их участков, так и микро- и макронеровностей. Неучёт этого приводит к некорректной оценке уровня нагруженности передачи на этапе её проектирования, то есть проектировщик получает либо избыточную по размерам, либо перегруженную передачу, а верное

решение находится длительным и дорогостоящим путём практической отработки решения на опытных образцах.

Такое положение вещей делает *актуальным* разработку такого метода оценки распределения нагрузки в спироидных передачах, в котором адекватно учитывалась бы роль многопарного и упруго-пластического характера контакта. Актуальность особенно велика при анализе НДС спироидных передач тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры (ТПА).

Степень разработанности. В разное время вопросы анализа НДС и учета факторов, влияющих на нагруженность передачи, были изложены в трудах ученых О. Saari [133-138], Nelson W. D. [127-129], Н. С. Голубкова [17], А. К. Георгиева [15, 16], В. И. Гольдфарба [18-26], В. Н. Анферова [3, 4], Е. С. Трубачева [84, 85], А. С. Кузнецова [54]. Специально и обстоятельно вопрос оценки НДС упруго нагруженных многопарных спироидных передач рассмотрен А. С. Кузнецовым [54-56]. В разработанном им методе упруго нагруженные боковые поверхности спироидной передачи представлены в виде дискретной многократно статически неопределимой системы уравнений с односторонними связями, в которой каждое уравнение описывает совместное перемещение узлов сеток этих поверхностей, при этом сумма моментов, вызывающих эти перемещения, равна наперёд заданному моменту. К сожалению, вопрос появления и оценки пластических деформаций в контакте ни в работах А. С. Кузнецова, ни в других перечисленных работах не рассматривался.

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.

Цель 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 витка червяка;
- реализация предложенного алгоритма оценки распределения нагрузки в спироидном зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спироидных 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 спироидных передачах;
- внедрение результатов работы в практику проектирования, исследования и изготовления спироидных передач, редукторов, а также в учебный процесс.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработаны метод и алгоритм оценки распределения нагрузки в спироидном зацеплении с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта и макронеровностей боковых поверхностей зубьев;
- установлены зависимости между нагруженностью низкоскоростных тяжело нагруженных спироидных 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 спироидных передач с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта.

Практическая ценность. Разработаны программные модули расчёта упруго-пластического нагруженного многопарного контакта в системе автоматизированного проектирования спироидных передач. Произведена оценка нагруженности, которая показала возможность увеличения нагрузки ряда спироидных передач без изменения их размеров. С применением оценки нагруженности спроектированы спироидные 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 спироидных 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 тяжело нагруженных спироидных передач.

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

3 Размерные ряды и параметры передач тяжело нагруженных 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 «Малое инновационное предприятие «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, содержащего 142 наименования, и двух приложений. Диссертация содержит 117 рисунков и 47 таблиц. Общий объем работы – 193 страницы.

1 Упругое и упруго-пластическое нагружение зубьев в зубчатых передачах

1.1 Практика проектирования и испытаний спироидных передач, находящихся под действием больших нагрузочных и перегрузочных моментов

Спироидная передача (СП) (рисунок 1.1.1) относится к передачам с перекрещивающимися осями (гиперболоидным передачам). Согласно [15], по расположению зоны зацепления она относится к III-му классу, то есть к передачам, зона зацепления которых смещена относительно межосевой линии вдоль осей обоих звеньев. СП как бы занимает промежуточное положение между червячной передачей и гипоидной: по внешним признакам она похожа на гипоидную передачу, а по способам проектирования и изготовления – на червячную. При этом СП обладает рядом преимуществ [15, 19] по сравнению с:

– червячными цилиндрическими передачами:

- высокий теоретический коэффициент перекрытия – до 10% – 12% от общего числа зубьев колеса может находиться в одновременном зацеплении;
- удачное расположение контактных линий – практически ортогонально по отношению к вектору относительной скорости в передаче;
- высокая скорость перемещения линий контакта по боковым поверхностям;
- меньшая чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа;
- возможность простой регулировки бокового зазора в зацеплении смещением спироидного колеса в осевом направлении (при этом теоретически строгая сопряженность зацепления для большинства практически распространенных соотношений параметров передач нарушается несущественно);

– гипоидными передачами:

- производство спироидных передач может быть осуществлено на широко распространенных и достаточно доступных токарно-винторезных, червячно-шлифовальных и

зубофрезерных станках, тогда как для изготовления гипоидных передач требуются малораспространенные, дорогостоящие и трудно настраиваемые станки [19];

- благодаря тому, что цилиндрические червяки спироидных передач имеют витки постоянного шага и профиля, упрощается технология изготовления как их самих, так и фрез для нарезания спироидных колес.

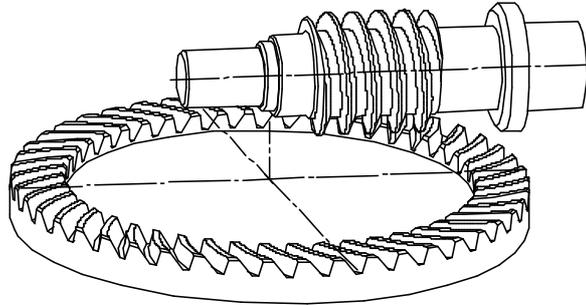


Рисунок 1.1.1– Спироидная передача

Данные преимущества неоднократно отмечены и обоснованы в работах О. Saari [133-138], Nelson W.D. [127-129], Su D. [142], Bolos V [105], F. Litvin [123], Н. С. Голубкова [17], А. К. Георгиева [15, 16], В. И. Гольдфарба [18-26], В. Н. Анферова [3.4], А. С. Кунивера [57, 58], Е. С. Трубачева [84-85], А. М. Фефера [91], Д. В. Кошкина [52], В. А. Шубина [97] и других.

Сразу оговорим, что главный опыт, послуживший мотивом для настоящей работы, был получен при проектировании и испытаниях спироидных передач для редукторов трубопроводной арматуры (ТПА), где многие из перечисленных преимуществ очень хорошо себя проявили. Работа этих редукторов характеризуется сравнительно малыми скоростями вращения валов: входные валы редукторов вращаются от маховика ручного управления (частота вращения не регламентируется, но фактически не превосходит 20 об/мин) или от электроприводов, частоты вращения которых, согласно данным ведущих мировых и отечественных производителей [117-121], находятся в диапазоне 10...220 об/мин. При этих частотах вращения окружная скорость находится в диапазоне 0,08...1 м/с в зависимости от размера передачи. С учётом этого следует считать редукторы ТПА низкоскоростными.

Среды, для которых применяется трубопроводный транспорт и, соответственно, ТПА – кислород, вода, пар, нефть, пульпа и другие жидкие и газообразные среды. При этом температура рабочей среды может достигать +360°С. Однако на-

грев приводных устройств в большей степени зависит от окружающей среды (обычный диапазон температур от -60°C до $+50^{\circ}\text{C}$) и потерь энергии в самих себе [115-119]. Это позволяет использовать консистентную смазку, например, в практике производства спироидных редукторов ТПА устоявшимся решением здесь стала смазка ЦИАТИМ201 с противозадирными присадками – дисульфидом молибдена и дисперсным графитом.

Важным фактором нагруженности является режим работы, определяемый числом включений за определенный период времени и соотношением продолжительности работы и продолжительности пауз. Для ТПА число включений невелико, и включения, как правило, осуществляются с большими перерывами в работе и составляет в среднем ПВ 25%.

Режим нагружения редукторов ТПА также является специфическим, отличным от режима работы редукторов применяемых в других областях техники. Демонстрацией этого характерного режима нагружения ТПА могут служить циклограммы, представленные на рисунке 1.1.2 и взятые из [19].

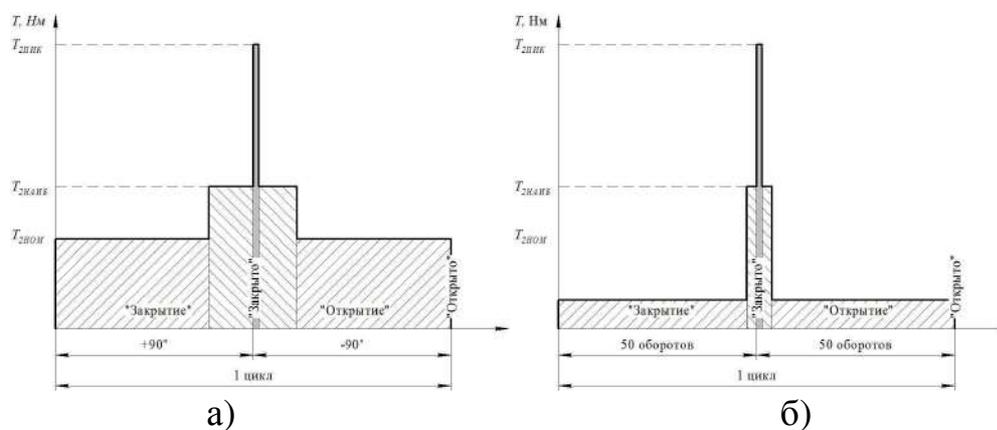


Рисунок 1.1.2 – Циклограмма нагружения для а) четвертьоборотных и б) многооборотных редукторов

На этой циклограмме выделим три типа нагрузок:

- нагрузка, вызванная длительно действующим (не менее 80% от общего времени работы под нагрузкой) моментом. Данный момент мы будем называть номинальным ($T_{2ном}$);

- наибольшая нагрузка, вызванная относительно кратковременным моментом, действующим при перекрытом проходе арматуры, когда сопротивление вращению запорного органа в его уплотнениях и опорах валов обусловлено односто-

ронным давлением среды в арматуре. Данный момент вращения и будет выбран в качестве исходного расчетного, в дальнейшем будем его называть наибольшим вращающим моментом ($T_{2\text{наиб}}$);

– пиковая нагрузка, вызванная практически мгновенным моментом при страгивании (срыве из состояния покоя/выстоя, которое может быть относительно длительным) запорного органа после длительного выстоя арматуры с бедной или практически отсутствующей смазкой трущихся контактных поверхностей, часто с элементами их коррозии или адгезии, или при нештатных ситуациях нагружения арматуры с редуктором. Данный момент будем называть пиковым вращающим моментом ($T_{2\text{пик}}$).

Показанная циклограмма является обобщенной, реальный режим нагружения зависит от типа, принципа действия и конструкции запорного узла, а также от давления рабочей среды.

Описанные выше особенности работы редукторов ТПА дают возможность развивать с их помощью значительные моменты при относительно небольших габаритах. Так, на рисунке 1.1.3, заимствованном из [19], приведены относительные массы редукторов ТПА ведущих производителей. Для сравнения: эти показатели для редукторов общепромышленного применения находятся в пределах $5 \dots 10 \times 10^{-2}$ кг/Нм [19, 37], то есть примерно на один порядок хуже (масса выше). Кроме того, как будет показано ниже, напряжения, действующие в контакте передач редукторов ТПА, часто превосходят 1000 МПа. Сказанное даёт основание считать эти изделия и передачи, применяемые в них, тяжело нагруженными.

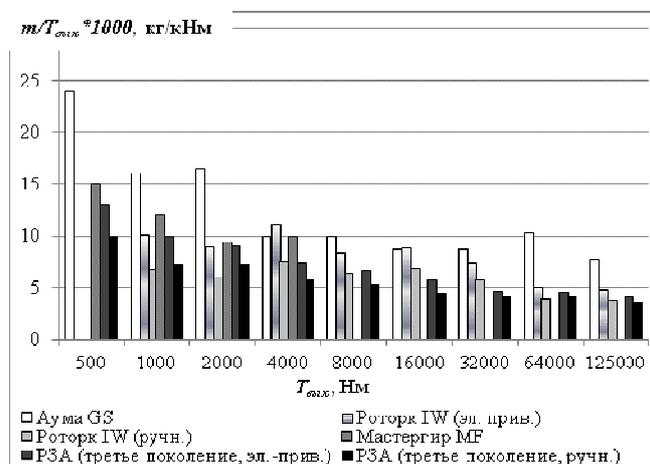


Рисунок 1.1.3 – Сравнение относительных масс четвертьоборотных редукторов

Рассмотрим три поколения четвертьоборотных редукторов, спроектированных в разные годы предприятием ООО «МИП «Механик», на базе одного представителя из каждого поколения со схожими нагрузочными характеристиками, основные показатели которых представлены в таблице 1.1.1, расчеты произведены в программе САПР «SPDIAL+». Конструктивные особенности узла выходного вала (спироидного колеса) показаны на рисунках 1.1.4 а)-1.1.6 а) и входного вала (спироидного червяка) на рисунках 1.1.4 б)-1.1.6 б).

Таблица 1.1.1 – Основные параметры спироидных редукторов разных поколений

Модель Поколение	$T_{2\text{наиб}}/$ $T_{2\text{пик}}, \text{ Нм}$	$a_w,$ мм	$D_{e2}/ D_{i2},$ мм	$d_{a1},$ мм	i	КПД	$\sigma_H,$ МПа	Масса, кг
<u>РС1-60</u> 1-ое	1558/2469	60	200/145	42	46	0,40	990/1250	22,5
<u>РЗА-С-1600</u> 2-ое	1600/2700	60	200/145	42	46	0,45	1000/1300	25,0
				54	11,66	0,65	1010/1319	
<u>РЗА-С-2000</u> 3-ое	2000/4000	60	175/138	42	46	0,39	1300/2000	18,5
				43,5	11	0,67	1524/2110	

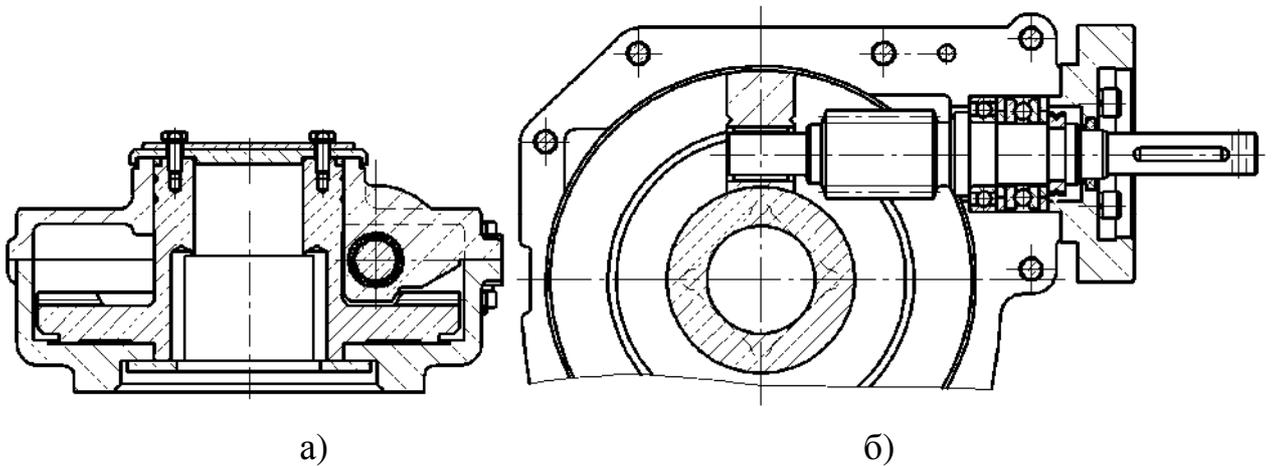


Рисунок 1.1.4 – Разрез редуктора первого поколения по оси колеса а), оси червяка б)

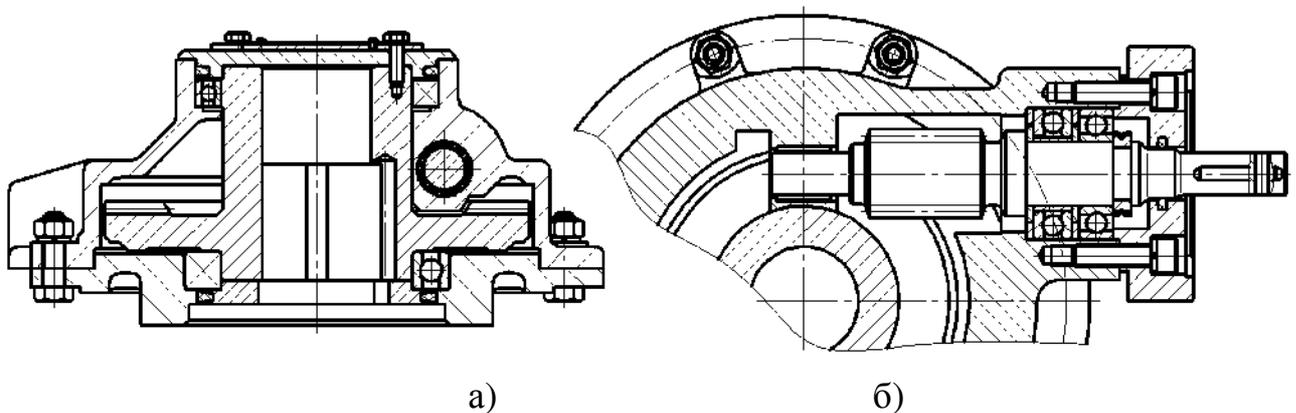


Рисунок 1.1.5 – Разрез редуктора второго поколения по оси колеса а), оси червяка б)

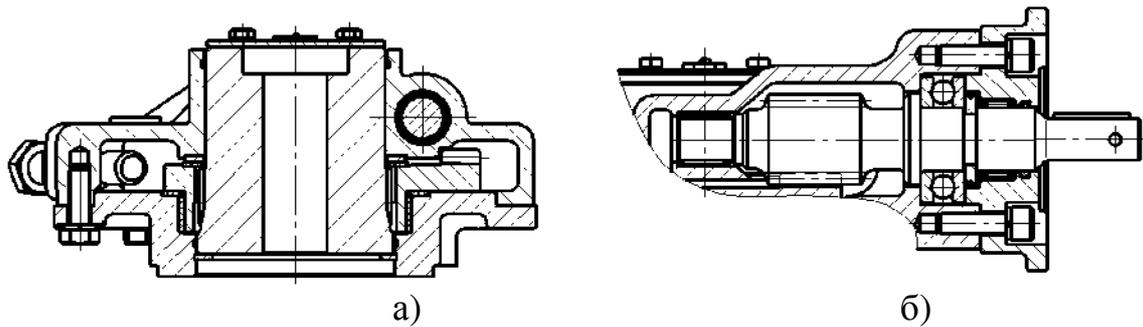


Рисунок 1.1.6 – Разрез редуктора третьего поколения по оси колеса а), оси червяка б)

Каждое поколение имеет свои конструктивные особенности, например, в редукторах:

– первого поколения:

- плоскость разъема корпуса и его крышки совмещена с осью червяка;
- спироидное колесо выполнено за одно целое со ступицей и вращается в опорах скольжения, пару трения в которых составляют поверхности корпуса и самого колеса.

– второго поколения:

- корпус выполняется цельным, к нему присоединяется массивный фланец под арматуру – основание;
- опора скольжения колеса в основании заменена на опору качения;
- усилены опоры червяка;
- при проектировании и производстве передач обеспечена унификация дорогостоящего зуборезного инструмента;

– третьего поколения:

- снижены относительные габариты передачи и редуктора в целом;
- спироидные колёса выполнены плоскими и установлены в полностью автономных от выходного вала металлофторопластовых опорах скольжения;
- выходной вал редуктора (переходник) является, по сути, полумуфтой, насаживаемой на шток. Он соединяется с колесом посредством шлицев, монтируется без разборки редуктора, его угловое положение может быть изменено с малой дискретностью ($5^\circ \dots 6^\circ$).
- детали редукторов унифицированы для различных конструктивных исполнений.

Главными мотивами для разработки каждого из поколений были:

- стремление удовлетворить запросы большего числа потребителей редукторов, что реализуется в расширении диапазонов передаточных отношений и числа вариантов присоединения на входном и выходном фланцах и валу редуктора;

- стремление снизить стоимость редукторов, что проявляется в уменьшении массо-габаритных показателей и унификации деталей редукторов разных конструктивных исполнений (что попутно сокращает сроки конструкторско-технологической подготовки их производства и затраты на неё).

Как отмечено выше, одной из главных особенностей редукторов каждого последующего поколения является уменьшение размеров передач при сохранении или даже увеличении их нагруженности (собственно, это является общетехнической тенденцией). Сказанное можно продемонстрировать на примере такого расчётного показателя, как контактные напряжения, рассчитанные в допущении, что нагрузка распределена равномерно между всеми контактными линиями – таблица 1.1.1. Уместно сравнить полученные контактные напряжения с допустимыми – $[\sigma_H]$. В качестве них, следуя подходу, применённому в [37, 60, 74] для конических и гипоидных передач, условно примем $[\sigma_H]$ для цилиндрических передач по ГОСТ 21354. Например, оценка $[\sigma_H]$ для условий нагружения и материалов звеньев спироидных редукторов ТПА даёт значения – 1200/2100 МПа (при действии $T_{2\text{наиб}}/ T_{2\text{лик}}$). Из данных таблицы 1.1.1 видно, что рассчитанные нами напряжения близки к $[\sigma_H]$ (или даже несколько превышают их) – это, с учётом неизбежной неравномерности распределения нагрузки по парам зубьев и напряжений в каждой паре, на первый взгляд, должно свидетельствовать о перегруженности передач, в итоге – приводить к их поломкам. Однако этого не происходит, спироидные передачи успешно вырабатывают весь свой ресурс.

Используя САПР «SPDIAL+» [19], проведён анализ передач редукторов-аналогов спироидных – червячных редукторов ТПА ведущих мировых производителей – AUMA [119], ROTORK [120], PRO-GEAR [118]. Основные характеристики передач и результаты их расчёта сведены в таблицу 1.1.2. Анализ, в частности, показал, что в их передачах контактные напряжения, рассчитанные из того

же допущения равномерного распределения нагрузки, близки к напряжениям, которые принято оценивать как допустимые предельные для червячных. Так, например, для чугуна с шаровидным графитом Вч70 [σ_{Hmax}]= 1155 МПа, если рассчитывать по зависимости, предложенной в [34, 74] при действии кратковременных пиковых нагрузок. Следовательно, при неизбежной начальной концентрации нагрузки и напряжений, пластические деформации также неизбежны и, по всей видимости, считаются допустимыми ведущими мировыми производителями такой техники (мы вынуждены употребить слова «по всей видимости», поскольку эти производители не раскрывают в открытых источниках принимаемых методов расчёта).

Таблица 1.1.2 – Основные характеристики редукторов аналогов

Производитель/ Модель	T_{2max}^* Нм	a_w , мм	D_2 , мм	d_{al} , мм	i	КПД	σ_H , МПа	Масса, кг
AUMA/ GS80.3	2000	80,0	128	43	53	0,34	1100	16,0
ROTORC/242-45	2000	81,3	120	42	50	0,25	1150	12,0
PRO-GEAR/ Q2000s	2000	96,5	143	56	48	0,32	980	14,5

* T_{2max} – максимальный момент, регламентированный производителем.

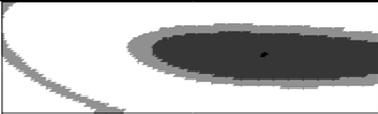
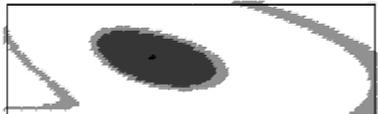
Отмеченное даёт основание для вывода: известные методы расчёта нагруженности и прочности не позволяют дать оценку низкоскоростных тяжело нагруженных спироидных передач (и передач червячного типа вообще), что делает проектирование неточным и ведёт либо к заведомо избыточным проектным решениям, либо, напротив, неудачным, а в итоге затрудняет поиск верного решения.

Ситуация с высокой нагруженностью зацепления усугубляется, как минимум, двумя факторами. Во-первых, учитывая большие потенциальные возможности спироидной передачи, а также наличие большого числа компоновочных и технологических ограничений [19, 61] (реализации различных исполнений по присоединению на входном и выходном фланце редуктора, возможности применения более дешёвых подшипников, размещение большого центрального отверстия на выходном валу, размещение фрезы относительно ступичной части и т. п.), в ряде случаев при конструировании идут на некоторый ущерб передаче, например, на

сокращение ширины венца, избыточное увеличение или уменьшение диаметра червяка. Разумеется, подобные «ухудшения» при общем рассмотрении комплекса показателей не должны оказывать решающего влияния на допустимый вращающий момент редуктора, иначе они становятся неприемлемыми. Каждое такое «ухудшение» должно быть обосновано расчётом, что ещё раз говорит о необходимости разработки более адекватной методики расчета СП.

Вторым фактором является отмеченная выше и применяемая для снижения производственных издержек унификация спироидных фрез. Попутно решается проблема снижения чувствительности передачи к действию погрешностей и деформаций путём локализации контакта. Однако и то, и другое имеет обратную сторону – дополнительное увеличение нагруженности зацепления. Поскольку параметры фрезы жёстко заданы и не подлежат изменению (конечно, в рамках конкретного расчета, а не когда проектируется сама фреза), приходится подбирать (варьировать) параметры СП, и не всегда удается подобрать решения с лучшими показателями зацепления, возможными при заданных габаритах передачи. Локализация контакта способствует концентрации нагрузки в средней части зуба. Количественная оценка этих эффектов дана, для примера, в таблице 1.1.3, где представлены результаты расчёта (по методу, изложенному в [54]) нескольких упруго нагруженных передач редуктора модели РЗА-С-2000 при действии наибольшего вращающего момента, с разной степенью локализации контакта, и где видно, насколько возрастает контактное напряжение при увеличении модификации боковой поверхности СП.

Таблица 1.1.3 – Значение контактного напряжения при разных вариантах локализации контакта

Поле модификации зуба колеса		Величина модификации, мкм		σ_H , МПа
		продольной	профильной	
		0,08/0,009	0,04	3300
		0,02	0,04	3400
		0,1	0,06/0,04	4300

Анализ опыта эксплуатации спироидных редукторов, спроектированных и изготавливаемых группой предприятий «Механик» с 1995 г., показал, что поломки спироидной передачи бывают редко (чаще ломаются другие элементы конструкции [19]) и обычно происходят по причине её перегрузки. В отличие от передач общемашиностроительных редукторов, нагрузочная способность которых чаще всего ограничивается усталостными контактными и изгибными разрушениями зубьев, типовыми явлениями, ограничивающими нагрузочную способность СП редукторов ТПА, являются [19, 109, 110]:

- статическая поломка зубьев колеса (рисунок 1.1.7а) или витков червяка (рисунок 1.1.7б);
- малоцикловая усталостная поломка зубьев колеса (рисунок 1.1.8а) или витков червяка (рисунок 1.1.8б);
- сколы (рисунок 1.1.9) и предшествующие им поверхностные трещины (см. рисунок 1.1.10) и следы смятия (рисунок 1.1.11) на контактирующих поверхностях зубьев передачи;
- появление задиров на боковых поверхностях зубьев (см. рисунок 1.1.12).

Появление всех этих поломок в определяющей степени зависит от фактического распределения нагрузки в зацеплении. При этом, как показывает опыт эксплуатации спироидных редукторов, уже при первых циклах работы редуктора и номинальных крутящих моментах на боковых поверхностях зубьев наблюдаются следы пластической деформации – см. рисунок 1.1.11. Влияние пластической деформации противоречиво. С одной стороны, это есть нарушение исходной геометрии зубьев, и при значительном прогрессирующем деформировании оно может вызвать чрезмерную концентрацию нагрузки, ослабление сечения, по которому возможна поломка зуба. С другой стороны (в большинстве практических случаев, в частности, и в серийных передачах), некоторое пластическое деформирование является главным элементом приработки боковых поверхностей и приводит к снижению контактных напряжений до некоего равновесного уровня, при котором дальнейшее пластическое деформирование не прогрессирует. Это способствует снижению вероятности поломки. Налицо, таким образом, противоречие, которое должен учесть

проектировщик, выбирая параметры передачи.

Известны два принципиальных подхода к этому вопросу, используемых при проектном и проверочном расчётах передач.



а)

б)

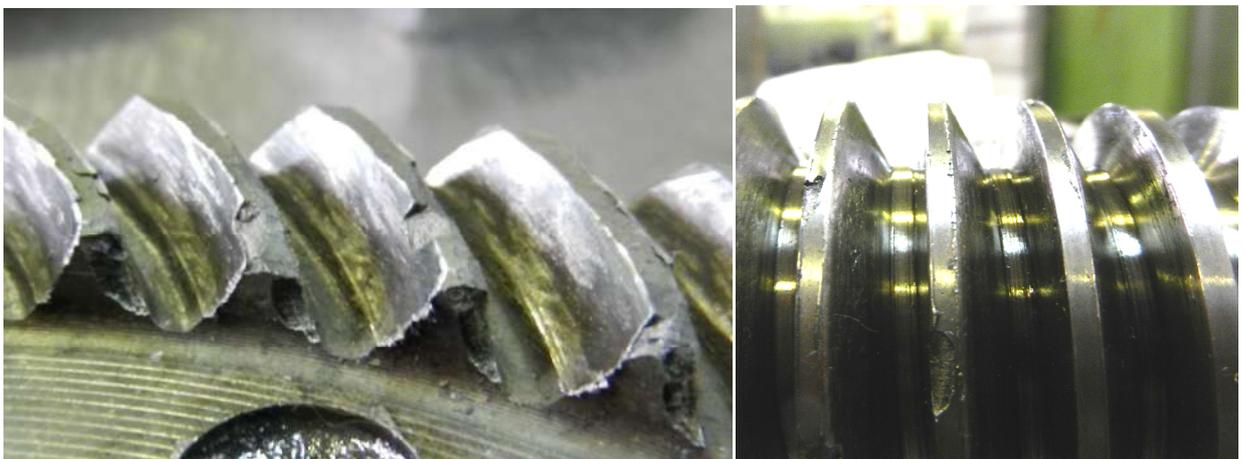
Рисунок 1.1.7 – Статическая поломка а) зуба колеса, б) витка червяка



а)

б)

Рисунок 1.1.8 – Малоцикловая усталостная поломка а) зуба колеса, б) витка червяка



а)

б)

Рисунок 1.1.9 – Сколы на а) зубе колеса, б) витке червяка



Рисунок 1.1.10 – Поверхностные трещины на витках червяка

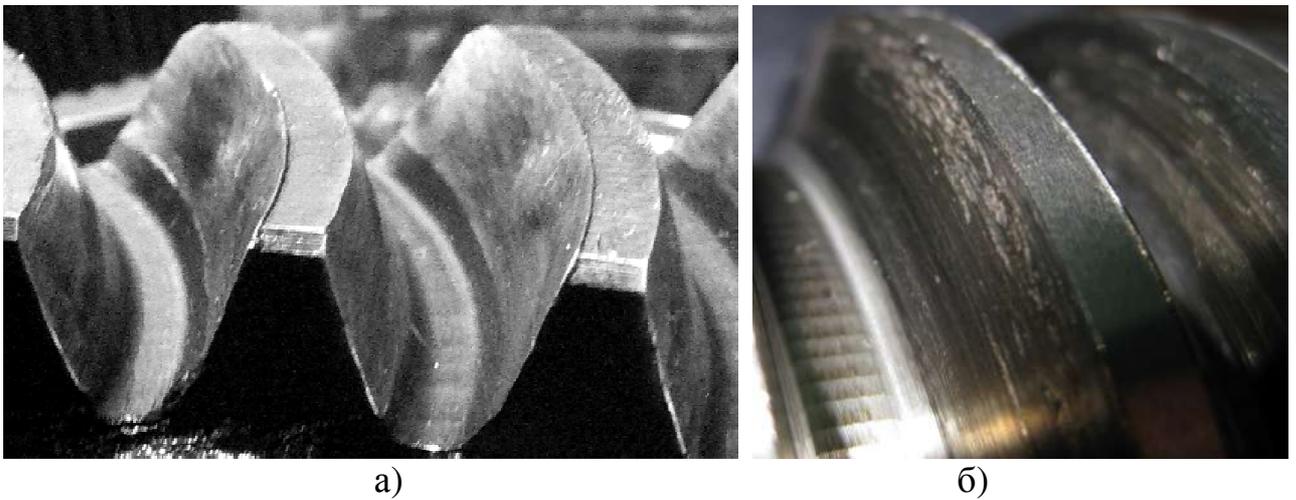


Рисунок 1.1.11 – Следы пластической деформации на зубе спирального колеса

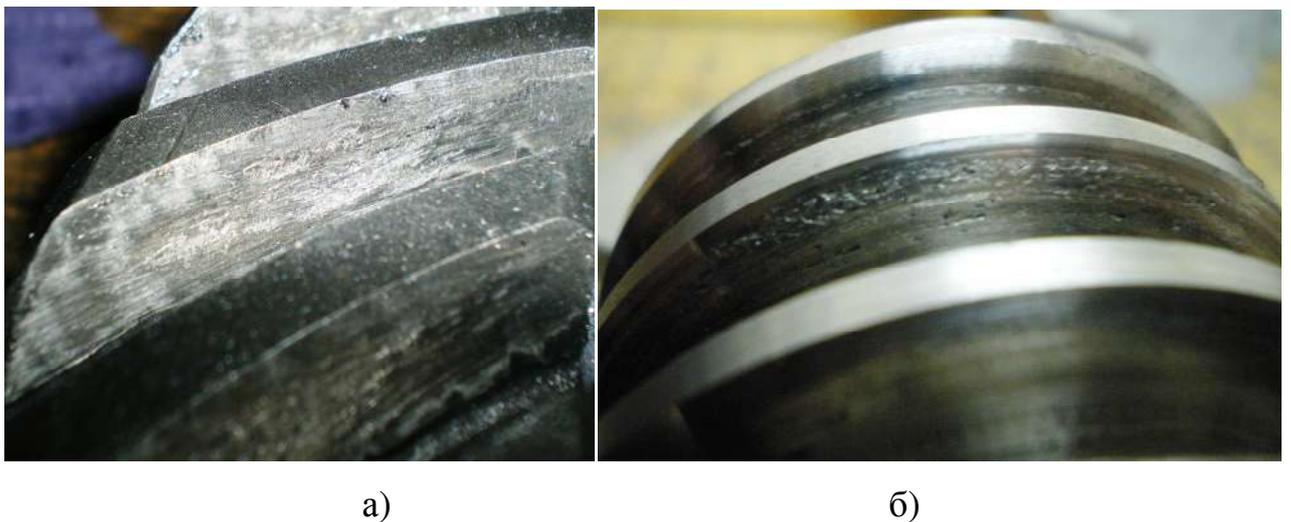


Рисунок 1.1.12 – Задирки на а) зубе колеса, б) витке червяка

Для проектных расчётов передач принято использовать упрощённые (обычно эмпирические) зависимости. Например, в работе [15] предложена зависимость оценки допустимого вращающего момента спиральной передачи, ограничиваемо-

го изгибной поломкой зубьев:

$$[T_2]_{И.ПР} = \frac{a_w^3 \cdot k_{e2} \cdot [G]_{И.ПР}}{2873 \cdot z_2^{0,64}} \quad (1.1.1)$$

где a_w – межосевое расстояние спироидной передачи, k_{e2} – коэффициент внешнего диаметра спироидного колеса, представляющий собой отношение наружного диаметра d_{e2} названного колеса к межосевому расстоянию a_w спироидной передачи ($k_{e2} = d_{e2}/a_w$), z_2 – число зубьев спироидного колеса.

В работе [19] предложена зависимость оценки наибольшего вращающего момента:

$$T_{2наиб} = 0,00045 (d_{e2})^3 \quad (1.1.2)$$

Подобные эмпирические зависимости также рассматривал W. D. Nelson в [127], где он предлагал эмпирическое уравнение значения предельного вращающего момента, основанное на опыте работ в лаборатории в эксплуатационных условиях:

$$T_{GB} = \frac{k_M \cdot a_w^3}{N^{0,64}} \quad (1.1.3)$$

где $30 < N < 100$, а показатель материалов k_M приведен в специальной таблице зависимости материала (сталь или бронза) и значения твердости сердцевины колеса (прочности на разрыв). Как показали численные исследования, сведенные в таблицу 1.1.4, рассчитанный по данной методике вращающий момент меньше полученных по другим зависимостям и наибольшего указанного в паспорте ($T_{2факт}$) при котором редуктор работает весь указанный ресурс.

Таблица 1.1.4 – Численные исследования нагрузочного момента передачи

Модель Поколение	i	d_{e2}	$[T_2]_{И.ПР}$, Нм	$T_{2наиб}$, Нм	T_{GB} , Нм	$T_{2факт}$, Нм
РС1-60 1-ое	46	200	2700	3600	700	2000
РЗА-С-1600 2-ое	46	200	2700			2000
	11,66		1900			
РЗА-С-2000 3-ое	46	175	2400	2411	2000	
	11					

Несовершенство данных зависимостей заключается, во-первых, в их пригодности лишь для стандартных или типовых соотношений параметров передачи и, во-вторых – в том, что они не учитывают и по самой структуре зависимостей, не могут учесть влияния ряда эффективных инструментов, имеющих в руках у проектировщика: изменения соотношения размеров звеньев, зубьев, степени модификации поверхностей, уровня точности и жёсткости передачи. Данные эмпирические зависимости предназначены для проектного расчёта, предварительной оценки размеров передачи. Кроме того, обратим внимание на то, что фактически достигаемые уровни нагружения передачи значительно превосходят допустимые расчётные, что свидетельствует о неадекватности зависимостей – по крайней мере, для условий низких скоростей и редких непродолжительных включений.

Анализ зацепления может быть основой для проверочного расчёта и может включать в себя, как минимум, два уровня глубины рассмотрения:

- передача рассматривается как высшая кинематическая пара с линейным или точечным контактом; дифференциальные характеристики контакта, рассчитываемые при анализе, служат основой для оценки сил и напряжений, действующих в контакте;

- передача рассматривается как нагруженная система с односторонними связями; причём в случае многопарной передачи всегда многократно статически неопределимая.

Именно второй более глубокий вариант рассмотрения, по сути, означает моделирование напряжённо-деформированного состояния (НДС) передачи и даёт возможность оценить влияние различных уровней нагружения и сочетаний факторов реальной работы передачи [83, 88].

Рассмотрим разные варианты реализации такого анализа.

1.2 Подходы к анализу статической нагруженности зубчатых передач

Для исследования статической нагруженности зубчатой передачи с линейным контактом часто используют формулу Герца (1.2.1), заменяя исследуемую зубчатую пару контактирующих зубьев эквивалентной цилиндрической парой:

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{qE_{np}}{2\pi\rho_{np}}}, \quad (1.2.1)$$

где σ_h – контактное напряжение, МПа;

q – нагрузка на единицу длины линии контакта, Н/мм;

l – длина контактной линии, мм;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны, мм;

E_{np} – приведенный модуль упругости с учетом коэф. Пуассона, МПа вычисляют по формуле:

$$E_{np} = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}, \quad (1.2.2)$$

Формула Герца удобна в использовании и хорошо изучена для многих приложений, но дает приближенное решение, поскольку:

- реальные зубья не есть цилиндры, их радиусы кривизны меняются как вдоль контактной линии, так и при изменении фазы зацепления;
- контактные линии зубьев имеют конечную длину, сопоставимую с высотой зуба;
- формула не учитывает, и по своей структуре не может учесть, неизбежных отклонений формы и расположения зубьев, в том числе, происходящих в результате приложения нагрузки, что в совокупности влияет на её распределение [54];
- формула справедлива при условии упругости взаимодействия зубьев, которое может оказаться нарушенным настолько, что нарушения видны воочию.

Эти недостатки еще больше обостряются для спироидных передач из-за:

- многопарности зацепления;
- высокой плотности прилегания контактных поверхностей – в особенности для зацепления левых боковых поверхностей зубьев;
- пространственного характера зацепления.

Пожалуй, первым отечественным учёным, предложившим и реализовавшим модель для расчёта распределения нагрузки в зубчатой передаче, был проф. К. И. Заблонский [39]. В своих работах он предложил для раскрытия статически неопределенной упруго нагруженной системы звеньев зубчатой передачи произвести её дискретизацию и линеаризацию. Линии сопряженного касания боковых поверхностей представлены множеством элементарных участков (ячеек), которые могут передавать нагрузку. Для соответствующих друг другу элементарных участков двух зацепляющихся зубьев, передаваемых нагрузку, следует соблюсти условие совместности перемещений, при этом перемещение каждой точки контактных линий выражены в виде линейной комбинации перемещений от дискретно приложенных искомым нормальных нагрузок F_n . Поиск распределенной нагрузки сводится к итерационному решению системы линейных уравнений, где на каждой итерации задаются предполагаемые участки контактных линий, передающие нагрузку. В результате на очередной итерации из числа нагруженных участков (ячеек) убираются такие, для которых величина F_n оказывается отрицательной; а к числу нагруженных участков присоединяются такие, для которых оказывается отрицательной величина предполагаемого внедрения боковых поверхностей друг в друга.

Метод проф. Э. Л. Айрапетова [2] во многом аналогичен методу проф. К. И. Заблонского и развивает его, причём проф. Э. Л. Айрапетова применил его и для анализа НДС спироидных передач [1]. Предложенный метод с определенными допущениями и упрощениями позволяет выстроить неитерационный алгоритм решения, при этом для расчёта контактных и изгибных перемещений зубьев используются достаточно простые зависимости на основе дифференциальных характеристик контакта (в первую очередь, приведённых радиусов кривизны) и

представления зубьев в виде балок с переменным коэффициентом постели (термин взят из строительной механики), при этом в формате, удобном для их встраивания в расчет нагруженной передачи, что также позволило снизить трудоемкость расчета. Допущения обуславливают недостатки метода:

- дифференциальные характеристики удовлетворительно описывают геометрию боковых поверхностей многих видов передач лишь в окрестности точки первоначального касания, которая может оказаться меньшей по размеру, чем площадка контакта [54-57], что особенно актуально для случаев, когда плотность прилегания боковых поверхностей велика (выпукло-вогнутый контакт) [83] – к числу таких случаев как раз относится спироидное зацепление;

- не учитывается, что часть боковой поверхности зуба может оказаться срезанной или подрезанной. Кроме того, реальные контактирующие поверхности могут отличаться от номинальных, причем такие отклонения, как износ, пластические и тепловые деформации затруднительно описать функционально перед выполнением анализа;

- при нагружении и (или) действии погрешностей может появиться контакт участков боковых поверхностей, в том числе и кромочный, далеко за пределами дифференциальной окрестности точек контакта сопряженных поверхностей.

Большой вклад в разработку методов оценки нагруженности зубчатых передач внесла проф. Г. И. Шевелева [92-96], которая предложила два варианта расчета нагруженной передачи, условно названные «итерационным» и «неитерационным». «Неитерационный» основан на методе последовательного нагружения. По своему построению он напоминает подход проф. Э. Л. Айрапетова и в общих чертах заключается в следующем. Сначала в контакте боковых поверхностей передачи, неискаженных деформациями от приложения нагрузок, находится n -я ячейка с наименьшим зазором (с нулевым – после соответствующего доворота колеса). Далее, из всех оставшихся ячеек находится такая, для которой зазор может быть выбран при наименьшей величине сближения звеньев. Это сближение обеспечивается приложением усилия в ячейке с нулевым зазором (функция влияния V_{in} для всех участков боковых поверхностей предполагается известной). После приложе-

ния усилия можно полагать, что нулевой зазор имеется для двух ячеек – первой нагруженной и второй – «сближенной» на первом шаге нагружения. Далее, с учетом появившихся деформаций передачи, вновь определяется поле зазоров между боковыми поверхностями и вновь определяется ячейка, требующая для выборки зазора наименьшей величины сближения звеньев. Отличие от первого шага лишь в том, что усилие, необходимое для выборки зазора, прикладывается в двух ранее полученных ячейках с нулевым зазором (для первой ячейки – нагрузка добавляется к ранее приложенной). Процесс добавления ячеек к области нагруженного контакта продолжается до тех пор, пока необходимая величина крутящего момента от приложенных сил не будет достигнута. Особую наглядность этому алгоритму, на наш взгляд, придает то, что он наиболее точно соответствует самому процессу нагружения передачи, когда, даже при сравнительно быстром приложении нагрузки к передаче, в процесс контактирования участки боковых поверхностей вовлекаются последовательно. Что же касается названия «неитерационный», то в данном случае итерации все же имеются – это те самые шаги последовательного нагружения передачи. К недостаткам метода следует отнести большое число шагов последовательного нагружения: оно равно числу нагруженных ячеек и при достаточной степени дискретизации для многопарной передачи обычно составляет не менее нескольких сотен или даже тысяч.

«Итерационный» расчет НДС зубчатой передачи, предложенный профессором Г. И. Шевелевой и подход канд. техн. наук А. В. Бондаренко [9] похожи друг на друга, они были взяты за основу для алгоритма, разработанного проф. Е. С. Трубачёвым и А. С. Кузнецовым и изложенного в работе [54]. Предложенный ими метод позволяет рассчитать распределение нагрузки в спироидном зацеплении с учетом многих конструктивных и технологических факторов. Алгоритм продемонстрировал свою надёжность и быстрдействие при оценке нагруженности спироидных передач редукторов ТПА [54, 83], в нём, пожалуй, наиболее полно на данный момент описывается НДС спироидной передачи с учётом многих факторов реальной работы передачи, поэтому он будет рассмотрен ниже более подробно.

Еще одним распространённым в последнее время подходом к анализу НДС является метод конечных элементов (МКЭ), использующийся в широко распространенных пакетах трехмерного анализа нагруженных элементов конструкции [49, 78, 80, 107, 112, 113]. Относительно низкая производительность данного подхода обусловлена нелинейностью контактной задачи оценки НДС, что ещё более усугубляется в условиях многопарного пространственного контакта. Также усложняющим фактором является анализ контакта реальных поверхностей с наличием макро- и микронеровностей, что приводит к необходимости более точного подбора таких параметров как: проникновение (расчётное внедрение) контактных тел друг в друга, плотность сетки конечных элементов, стратегия выбора шага приращения нагрузки, режим функции автоматического регулирования зазора, контактная жесткость, и др. и использование контактных элементов высокого порядка, тетраэдральных или гексаэдральных элементов в разбиении, выбор метода определения областей контакта, определение сходимости алгоритма к решению. Обратим также внимание на то, что сходимость резко ухудшается в местах относительно неплавных сопряжений (основания зубьев и витков) или контактирования негладких элементов (кромки) – как раз в тех местах, которые, как показывает практика, наиболее опасны с точки зрения риска повреждения. Перечисленные сложности делают анализ МКЭ в рассматриваемой контактной задаче весьма трудоёмким (время расчёта даже одной пары контактирующих зубьев с приемлемой точностью составляет несколько часов). Поэтому применение МКЭ в данном случае хотя и не должно отвергаться, но, на наш взгляд, целесообразно в тех случаях, когда проверяется уже принятое проектное решение (то есть не при его поиске в проектной процедуре) либо при настройке других, более эффективных и специализированных расчётных методов.

1.3 Принятый метод оценки нагруженности многопарной спироидной передачи

Опишем алгоритм численного анализа НДС, взятого нами за основу расчёта. Описание в главных своих аспектах заимствовано из работы [54].

В основу метода заложен подход, согласно которому контактирующие боковые поверхности представлены в виде множества элементарных участков (ячеек) и представляют собой дискретно упруго нагруженную систему, в которой совместное перемещение ячеек витков червяка и зубьев колеса и условие равновесия сил описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} w_{km} + S_{011} - \Delta_{\phi 2_{11}} = 0; & 1 \\ w_{km} + S_{011} - \Delta_{\phi 2_{12}} = 0; & 2 \\ \dots & \dots \\ w_{km} + S_{0km} - \Delta_{\phi 2_{km}} = 0; & I \\ \sum_D F_{k'm'} \check{r}_{2k'm'} - T_2 = 0; & I+1 \end{cases} \quad (1.3.1)$$

где w_{km} – перемещения, вызванные приложением силы в km -й ячейках; S_{0km} – исходный, до расчета распределения нагрузки, зазор между km -ми ячейками поверхностей, $\Delta_{\phi 2km}$ – относительное перемещение km -х ячеек в результате сближения звеньев при нагружении передачи, $\check{r}_{2k'm'}$ – плечо действия силы $F_{k'm'}$, приложенной в $k'm'$ -м узле, относительно оси колеса, T_2 – заданный момент на колесе, D – область контакта.

В развёрнутой записи первое выражение в системе (1.3.1), являющееся, по сути условием совместности перемещений точек площадок контакта, фактически записывается km раз – соответственно числу нагруженных ячеек. Число получаемых уравнений заранее неизвестно (неизвестна область D) и уточняется в ходе расчета. В ходе расчета уточняются также величина $\Delta_{\phi 2}$ упругого сближения звеньев и величины дискретно приложенных сил. Стоит отметить, что рассматривается квазистатическая задача, алгоритм рассчитывает НДС в разных фазах зацепления, число которых задается заранее. В каждой фазе зацепления не учитывается движение и трение. Далее этого упрощения будем придерживаться и в настоящей работе.

Предлагается следующий итерационный алгоритм расчета.

1 *Задается величина первоначального сближения звеньев $\Delta\varphi_2^{(n)} = \Delta\varphi_2^{(0)}$ (n – номер итерации). В результате этого образуется область $D^{(0)}$ с внедрением зубьев и витков 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 $(S_{0km} - \Delta\varphi_{2km}^{(0)})$ следующим образом:*

$$f_{km}^{(0)} = S_{0km} - \Delta\varphi_{2km}^{(0)}, \quad (1.3.2)$$

$$F_{km}^{(0)} = T_2 f_{km}^{(0)} / \sum_D (f_{km}^{(0)} \tilde{r}_{2km}), \quad (1.3.3)$$

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

3 *По (1.3.4) определяются перемещения точек в результате приложения сил и соответствующие невязки ξ_{km} :*

$$w_{km} = \sum_D F_{k'm'} (v_{1kmk'm'} + v_{2kmk'm'}) = \sum_D F_{k'm'} v_{kmk'm'}, \quad (1.3.4)$$

где $v_{1(2)kmk'm'}$ – значение функции влияния, определяющее перемещения в km -ой ячейке при приложении единичной нагрузки в ячейке $k'm'$.

$$\xi_{km}^{(n)} = w_{km}^{(n)} + S_{0km} - \Delta\varphi_{2km}^{(n)} \quad (1.3.5)$$

4 *Определяется средняя величина невязок в области D , приведенная к углу поворота колеса:*

$$\xi_{cp}^{(n)} = \frac{1}{I} \sum_D \xi_{km}^{(n)} / r_{2km}. \quad (1.3.6)$$

5 *Выбранная величина сближения $\Delta\varphi_2^{(n)}$ для следующей $(n+1)$ -й итерации корректируется на величину средней невязки:*

$$\Delta\varphi_2^{(n+1)} = \Delta\varphi_2^{(n)} + \xi_{cp}^{(n)}. \quad (1.3.7)$$

6 *Значения невязок ξ_{km} корректируются при новой величине сближения $\Delta\varphi_2^{(n+1)}$:*

$$\tilde{\xi}_{km}^{(n)} = S_{0km} + w_{km}^{(n)} - \Delta\varphi_{2km}^{(n+1)} = \xi_{km}^{(n)} - \xi_{cp}^{(n)} r_{2km}. \quad (1.3.8)$$

7 *Корректируется область D .*

После коррекции величины сближения (1.3.7) к области D нужно добавить

те ячейки из ненагруженных на n -й итерации, для которых $\tilde{\xi}_{km}^{(n)} < 0$.

8 Определяются значения поправок $\Delta F_{km}^{(n+1)}$ к дискретно приложенным силам.

$$\Delta F_{km}^{(n+1)} = \frac{\tau^{(n+1)}}{V_{km}} \tilde{\xi}_{km}^{(n)}, \quad (1.3.9)$$

$$\tau^{(n+1)} = \tau^{(n)} \left(1 - \frac{1}{V} \right) \frac{\xi_{\text{ср.кв.}}^{(n)}}{\Delta \xi_{\text{ср.кв.}}^{(n)}}, \quad (1.3.10)$$

где V – коэффициент, выражающий желаемое соотношение между величинами невязок на текущей и следующей итерациях; $\xi_{\text{ср.кв.}}^{(n+1)}$ – среднеквадратичная величина невязок, полученная на $(n+1)$ -й итерации; $\Delta \xi_{\text{ср.кв.}}^{(n)}$ – среднеквадратичное изменение невязок, полученное на n -й итерации по сравнению с $(n-1)$ -й итерацией.

9 Определяются значения сил на следующей итерации:

$$f_{km}^{(n+1)} = F_{km}^{(n)} + \Delta F_{km}^{(n+1)}. \quad (1.3.11)$$

10 Вновь корректируется область D .

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

$$F_{km}^{(n+1)} = T_2 f_{km}^{(n+1)} \left/ \sum_D \left(f_{km}^{(n+1)} \tilde{r}_{2km} \right) \right. \quad (1.3.12)$$

Далее производится возврат на шаг №3, и процесс повторяется до достижения установленного критерия окончания итераций. Так как невязки фактически выражают отступление полученных величин внедрения и перемещений от условия совместного перемещения, то в качестве критерия могут быть использованы максимальная, средняя арифметическая или среднеквадратичная величина невязки. Кроме того, может быть использована максимальная относительная величина приращения дискретно приложенных сил в процентах между итерациями или между шагами 8 и 9.

Конец алгоритма.

Выполним анализ работы алгоритма и, главное, получаемых с его помощью результатов для конкретной передачи редуктора ТПА – РЗА-С-2000. Результаты анализа сведем в таблицу 1.1.3 и для наглядности некоторые из них покажем на рисунках 1.3.1-1.3.5.

Таблица 1.3.1 – Результаты расчета алгоритма

Вид боковых поверхностей	T_2 , Нм	σ_H , МПа	$\Delta\varphi_2$, рад	кол. ите- раций	ξ_{cp} , мкм	рис.
сопряженные боковые поверхности	2000	2557	0,000188	25	0,15	1.3.1
модифицированные боковые поверх- ности	2000	2212	0,000188	23	0,13	1.3.2
модифицированные боковые поверх- ности с огранкой 20 мкм	2000	2300	0,000188	19	0,14	1.3.3
модифицированные боковые поверх- ности и с погрешностью межосевого угла 50 мкм в зацеплении	2000	5500	0,000188	23	0,15	1.3.4
модифицированные боковые поверх- ности	4000	3700	0,000299	29	0,16	1.3.5

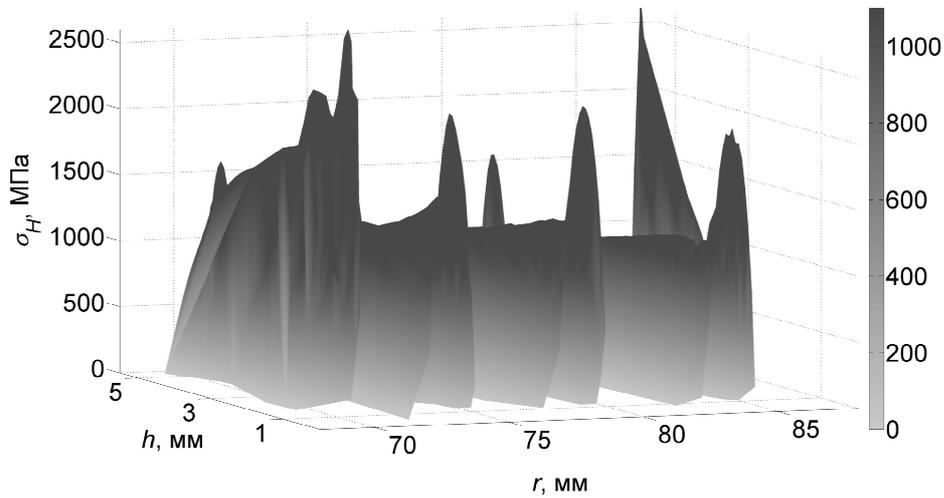


Рисунок 1.3.1 – Контактные напряжения на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса при сопряженных боковых поверхностях

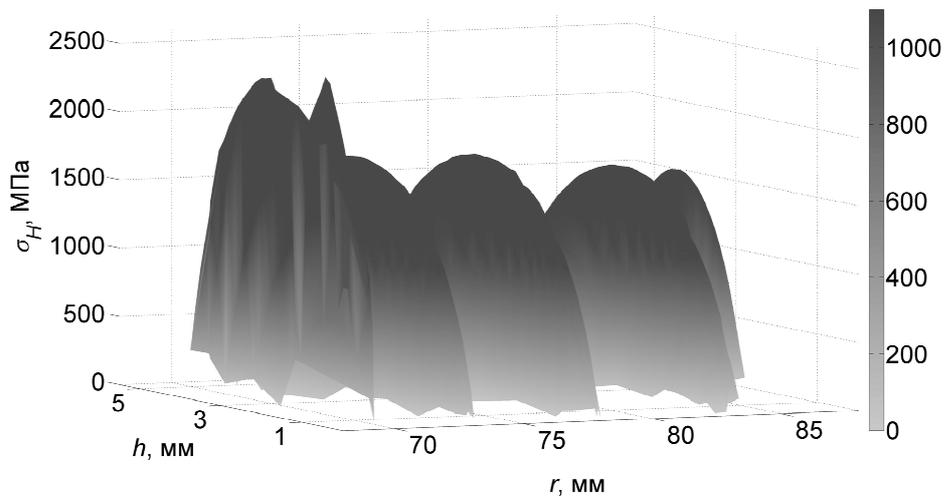


Рисунок 1.3.2 – Контактные напряжения на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса при модифицированных боковых поверхностях

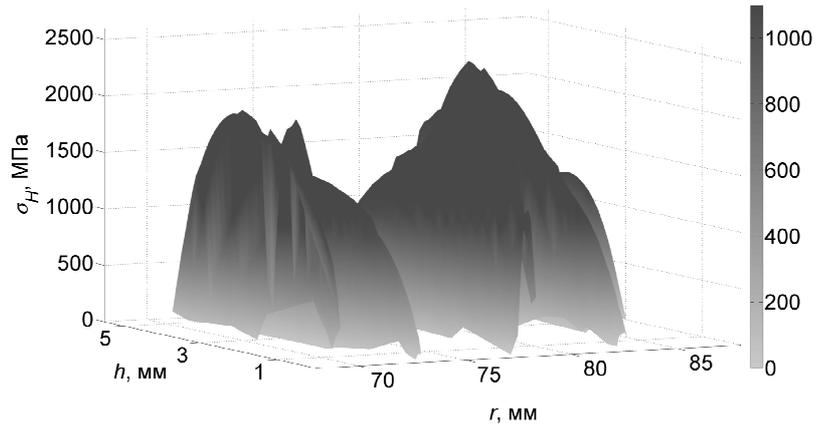


Рисунок 1.3.3 – Контактные напряжения на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса при модифицированных боковых поверхностях с огранкой 20 мкм

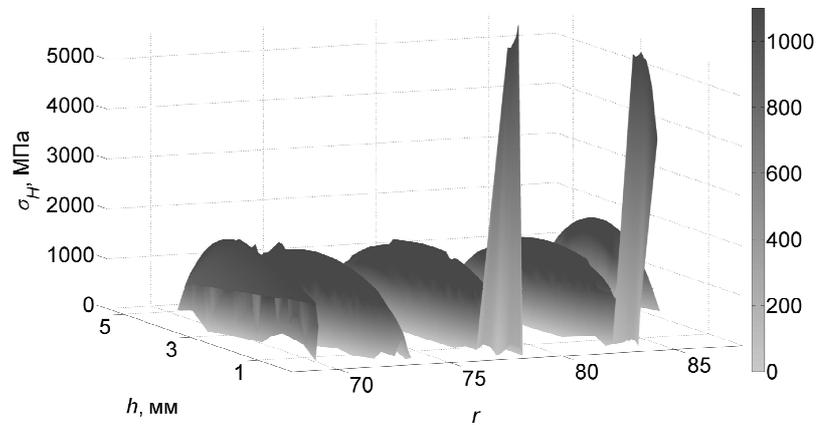


Рисунок 1.3.4 – Контактные напряжения на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса при модифицированных боковых поверхностях и погрешностью межосевого угла 50 мкм в зацеплении

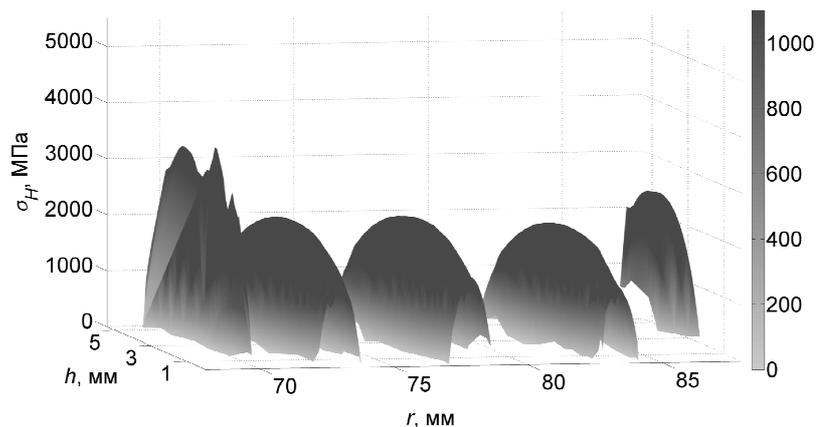


Рисунок 1.3.5 – Контактные напряжения на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса при модифицированных боковых поверхностях и при $T_2 = 4000$ Нм

Как показал проведенный анализ и многолетняя практика применения, приведенный алгоритм с точки зрения сходимости и повторяемости результата работает хорошо. Характер и место расположения площадок контакта и распределения в них контактного напряжения в целом хорошо согласуется с практикой [54], но величины контактных напряжения для самых нагруженных (чаще всего кромочных) участков недостоверны – дают завышенные значения. В частности, они превышают предел текучести для материала, из которого изготовлена пара (Сталь 40Х ГОСТ 4543 закалка HRC 45...50 предел текучести составляет (σ_T) 1100 МПа [66]), и допустимое предельное контактное напряжение равное $2,8 \sigma_T$ по ГОСТ 21354-75. Полученные значения контактных напряжений даже превышают нормальное напряжение в подшипниках качения с точечным и линейным контактом, равные соответственно 5000 МПа и 3500 МПа [6, 72].

Часть результатов была несколько неожиданной. Так, расчётные максимальные контактные напряжения в сопряженном зацеплении оказались несколько большими, чем в зацеплении с локализованным контактом. Казалось бы, стоило ожидать обратного, ведь общая площадь контактных площадок в сопряжённом зацеплении больше. Это объясняется наличием в сопряжённой передаче участков кромочного контакта. Проявления кромочных эффектов в передаче настолько велики, что при наличии такого отягощающего фактора, как огранка, максимальное контактное напряжение оказывается меньше, чем при локализованном контакте. Контактные напряжения на вершинах огранки, действительно, оказались большими, но повышенная податливость поверхности с огранкой (рисунок 1.3.6), обеспечивает более равномерное распределение напряжений.



Рисунок 1.3.6 – Пластическая деформация на вершинах огранки зубьев

Хотя сопряжённых передач всё меньше (их всё в большей степени вытесняют передачи с локализованным контактом), но они есть, и они часто удовлетворительно работают. При этом наблюдаются следы смятия в зонах повышенного контактного напряжения, за счет которых, как мы полагаем, происходит перераспределение напряжения между площадками и его уменьшения до некоего уровня, при котором дальнейшее смятие не прогрессирует (будем считать это гипотезой, которую в дальнейшем проверим). Таким образом, смятие на боковых поверхностях зубьев, возникающее при работе передачи, необходимо учитывать в анализе НДС для более достоверной оценки её нагруженности.

Как можно судить по полученным результатам, последняя методика, хотя и более информативна и позволяет учесть множество факторов, даёт результат недостаточно достоверный из-за заложенного в неё допущения об упругости контакта (по этой причине мы подчёркивали, что речь в таблице Таблица 1.3.1 идёт о расчётных напряжениях). Как следствие, искажёнными являются и оценки распределения нагрузки, и нагрузочная способность передачи (они оказываются заниженными, практические передачи удаётся сделать более нагруженными или более компактными, чем допускается по расчёту).

Подытоживая изложение первой главы, сделаем главные выводы из анализа практики работы тяжёлонагруженных спироидных передач и методов их расчёта:

- в тяжёлонагруженных спироидных передачах имеются пластически деформированные участки контактных поверхностей; наличие таких участков вовсе не является недопустимым, передачи с ними вполне работоспособны; более того, на наш взгляд, пластическая деформация в некоторых пределах способствует выравниванию напряжений (снижению максимальных их значений);

- существующие подходы к анализу НДС дают, в той или иной степени, приближённую оценку контактных напряжений и уровня нагруженности отдельно взятых зубьев в том случае, когда пластическая деформация имеется или возможна; таким образом, требуется усовершенствовать методы оценки НДС, в частности, они должны учитывать упруго-пластический характер контактного взаимодействия зубьев.

2 Численный метод анализа упруго-пластического нагруженного многопарного контакта

2.1 Предварительные замечания

Пластическая деформация на боковой поверхности зуба спироидной передачи может появляться от воздействия различного уровня нагрузок, проявляется в различных формах и имеет разную степень влияния на работоспособность передачи:

– при приработке передачи и воздействии номинального и наибольшего нагрузочного момента (или несколько сниженного по сравнению с номинальным); такое деформирование благоприятно сказывается на распределении нагрузки и, в конечном итоге, на несущей способности передачи и плавности её работы (см. рисунок 2.1.1);

– при появлении кратковременного (практически мгновенно приложенного) пикового момента появляются площадки смятия, по своей форме подобные мгновенным площадкам контакта (обычно несколько меньшего размера – см. рисунок 2.1.2); в результате на боковых поверхностях зубьев появляются отпечатки (бринелирование), искажающие исходную геометрию, что может привести к концентрации нагрузки в зацеплении и снижению плавности работы передачи;

– от воздействия непродолжительного (но не мгновенно приложенного) момента, возросшего по каким-либо причинам в ходе эксплуатации передачи, превышающего номинальный; при этом могут пластически деформироваться значительные участки или вся боковая поверхность зуба, и такое нагружение часто сопровождается задиром, а при прогрессировании явления – поломкой зуба.



Рисунок 2.1.1– Пятно пластической деформации, возникшее при приработке



Рисунок 2.1.2– Площадки смятия от воздействия пиковой нагрузки

Важным фактором, определяющим появление пластической деформации на боковой поверхности зуба, являются отклонения от её сопряжённой геометрии. Составляющие этих отклонений:

- погрешности формообразования поверхности (погрешности формирования профиля, продольной линии зуба, шага зубьев) [52];
- модификации, преднамеренно вносимые для локализации контакта в передаче [24, 59, 86];
- макронеровности (огранка), появляющиеся из-за дискретности резания (реализации производящих поверхностей не целиком, а только на режущих кромках инструмента; подачи инструмента на каждый оборот заготовки);
- микронеровности поверхности.

Кроме того, возможны погрешности монтажа и во многом аналогичные им силовые и тепловые деформации элементов конструкции [52].

Ввиду вышеперечисленных факторов, мы расширили уже существующий алгоритм расчета НДС упругого контакта спироидной передачи, включив в него возможность учета упруго-пластической деформации при различном сочетании факторов.

Для этого выделим типы ячеек, на которые разбита боковая поверхность нагруженных зубьев (см. рисунок 2.1.3):

- ячейки первого типа, в которых напряжения настолько велики, что контактное смятие охватывает эти ячейки целиком; происходит упруго-пластическое деформирование как ячейки целиком, так и микронеровности в ней;
- ячейки второго типа, в которых упруго-пластическое деформирование касается лишь вершин микронеровностей, а сама ячейка деформируется упруго;

- ячейки третьего типа, где происходит только упругое деформирование;
- ячейки четвёртого типа – не участвуют в передаче нагрузки.

Это разделение позволит выделить зоны упругого и упруго-пластического деформирования и оценить влияние различных факторов на местоположение и величину пластического перемещения на боковой поверхности зуба.

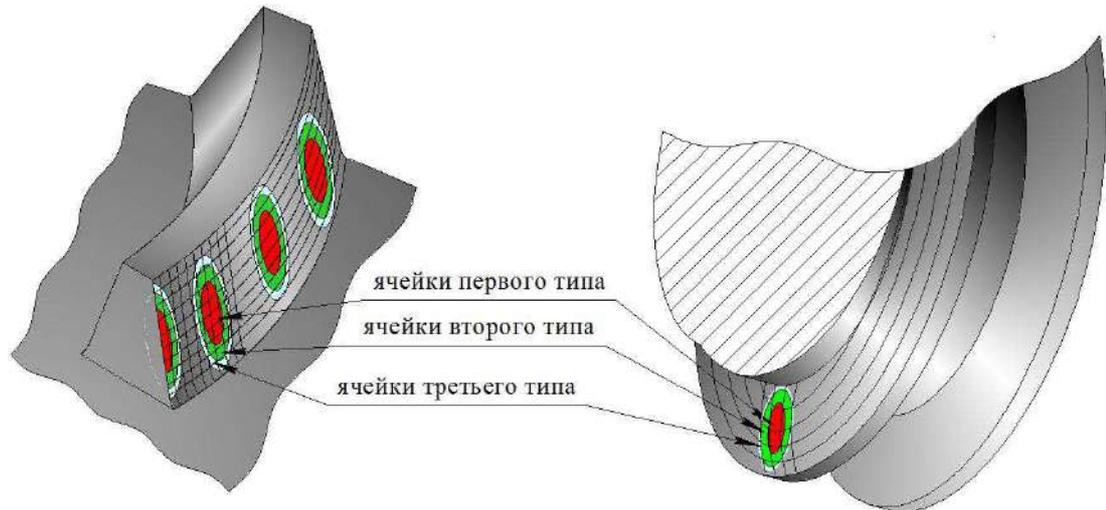


Рисунок 2.1.3 – Положение ячеек на боковой поверхности зуба

Реальные поверхности, полученные обработкой лезвийным инструментом, имеют на своей поверхности неровности разного масштабного уровня. В основном выделяют макро- и микронеровности [32] (см. рисунок 2.1.4).

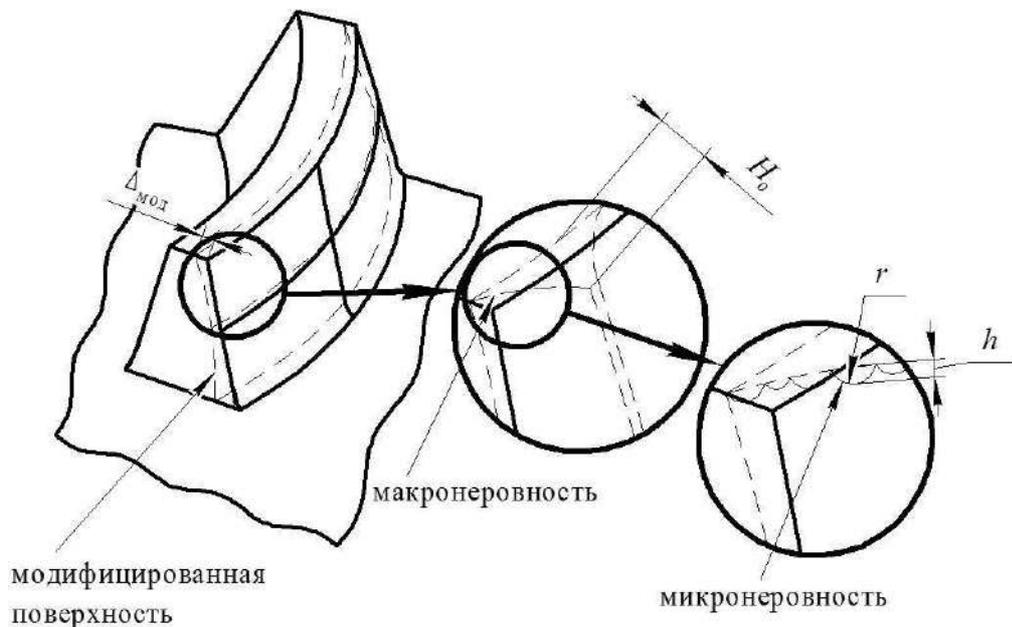


Рисунок 2.1.4 – Модель реальной боковой поверхности зуба

Модификация поверхностей выполняется, чтобы скомпенсировать негативное влияние остальных факторов, в работах [54, 56, 83] подробно описаны виды

модификации и даны рекомендации по её подбору. Выделяют профильную и продольную модификацию зуба и модификацию в обоих характерных направлениях.

Главная задача при выборе рациональной модификации – соблюсти компромисс между чувствительностью пятна контакта к влиянию погрешностей (исключить или минимизировать кромочный контакт), с одной стороны, и обеспечить приемлемую величину кинематической ошибки пересопряжения и приемлемую концентрацию нагрузки в центральной части зуба – с другой.

Модификацию в предложенном алгоритме будем учитывать как величину отступа в окружном направлении от сопряженной поверхности передачи ($\Delta_{\text{мод}}$) - см. рисунок 2.1.4.

Перед изложением метода и алгоритма расчёта распределения нагрузки рассмотрим модель для оценки упруго-пластического деформирования микронеровностей и модель описания макронеровностей на боковой поверхности зубьев.

2.2 Модель пластического деформирования микронеровностей

К настоящему времени разработано множество моделей описания и расчета перемещений микронеровностей (шероховатости поверхности) под нагрузкой, в основном их можно свести к аналитическим и числовым моделям. Большой вклад в развитие аналитических моделей микронеровностей внесли Н. Б. Демкин [32, 33], Дж. Гринвуд, Дж. Вильмсон [111] и др. Разработка аналитических моделей была нацелена в основном на оценку статических объектов – например, герметизируемых стыков, степени влияния микронеровностей на тепло- и электропроводность. Общим недостатком аналитических моделей является то, что в них расчет выполняется для элемента контурной площади, в пределах которого давление считается постоянным. В выбранном нами ранее в качестве основы алгоритме:

– вся боковая поверхность разбита на ячейки, величина которых может быть

сопоставима с шагом микронеровностей;

- до окончания расчета мы не знаем значение контурной площади;
- давление в пределах контурной площади непостоянно;

В силу наличия этих отступлений от допущений аналитических моделей было решено отказаться от использования этих моделей.

С быстрым развитием компьютерной техники широкое распространение получили численные методики, их разработкой занимались Н. Б. Демкин [32, 33], М. С. Дрозд [35], М. М. Матлин [62-65], В. В. Измайлов [41, 42], П. М. Огар [70] и др. Численные модели позволяют более полно описать процессы контактного взаимодействия – например, учесть распределение размеров и формы отдельных неровностей, контактирующих поверхностей, механизмы деформации материала поверхностного слоя и т. п.

Анализ показал, что численные модели перечисленных выше авторов и их последователей дают в целом схожие количественные результаты.

Можно выделить два основных подхода численного решения:

- представление поверхностей с микронеровностями в виде стержня, клина, цилиндра, сферического и эллиптического сегмента (Н. Б. Демкин [32, 33], И. В. Крагельский [53], М. М. Матлин [62-65], В. В. Измайлов [41, 42], П. М. Огар [70] и др);
- представление поверхностей с микронеровностями-фракталами (Bhushan B. [103], Majumdar A. [125], Tien C. L. [103], Бородич Ф. М. [10], Онищенко Д. А. [10]).

Также для расчёта деформации отдельных неровностей в числовых моделях распространён метод конечных элементов [8, 122], в силу отмеченных выше причин здесь его не рассматриваем.

Среди численных моделей в настоящей работе отдано предпочтение модели В. В. Измайлова [41, 42] по следующим причинам:

- простота алгоритмизации;
- удобство выделения упругой и пластической составляющих (важно для общего алгоритма расчёта).

Выбранную модель мы реализовали в алгоритме с учетом особенностей

контакта:

1 Поверхность зуба представляется в виде чередования некоторого количества микронеровностей – сегментов сферы (см. рисунок 2.1.4). Реальный микрорельеф поверхности – чередование гребней (следов резов при обработке зубьев) – конечно, отличается от такой модели, однако, как показано в [41, 42], принимаемое допущение обеспечивает вполне приемлемый уровень погрешности. Размеры сегментов – высоты и радиусы – являются случайными числами, распределенными по двухпараметрическому бета-распределению. Параметры бета-распределения выбираются на основе зависимости (2.2.2), учитывающей результаты измерения реальных шероховатых поверхностей. В каждой конкретной ячейке боковой поверхности размеры единичных выступов одинаковы и их количество зависит:

- от размера самой ячейки;
- от среднего по зубу радиуса и средней высоте микронеровностей.

Размер ячейки выбирается так, чтобы в ней поместился как минимум один единичный выступ.

$$f(x) = \frac{\Gamma(v_h + w_h)}{\Gamma(v_h)\Gamma(w_h)} h^{v_h-1} (1 - h^{w_h-1}), \quad f(x) = \frac{\Gamma(v_h + w_h)}{\Gamma(v_h)\Gamma(w_h)} R^{v_h-1} (1 - R^{w_h-1}), \quad (2.2.1)$$

где v_h , w_h – параметры бета-распределения;

Γ – символ гамма-функции;

h – измеренная высота микро выступа, мм;

R – измеренный радиус микро выступа, мм;

2 Сила, действующая на единичный выступ (F_i), рассчитывается по формуле:

$$F_i = \frac{F_{km}}{n_g}, \quad (2.2.2)$$

где n_g – количество единичных выступов в данной ячейке, шт.

3 Отнесение единичного выступа к упругому или упруго-пластическому контакту производится на основе безразмерного коэффициента α , рассчитанного по формуле:

$$\alpha = \left(1 + \sqrt{\frac{F_{kp,i}}{F_i}} \right)^{-1}, \quad (2.2.3)$$

где $F_{кр,i}$ – критическая сила, рассчитанная по формуле:

$$F_{кр,i} = 14 \frac{H^3 r_i^2}{E^{*2}} \quad (2.2.4)$$

где H – микротвердость поверхности, r_i – приведенный радиус закругления единичного выступа, E^* – эквивалентный модуль Юнга. При $\alpha < 0,5$ контакт считается упругим; при $\alpha = 0,5 \dots 1$ контакт упруго-пластический;

4 Нормальное перемещение микронеровностей при упруго-пластическом контакте ($\delta_{p,i}$):

$$\delta_{p,i} = \delta_{кр,i} \left(0,5 \frac{F_i}{F_{кр,i}} + 0,5 \sqrt{\frac{F_i}{F_{кр,i}}} \right) \quad (2.2.5)$$

$$\delta_{кр,i} = 5 \frac{H^2 r_i}{E^{*2}} \quad (2.2.6)$$

Нормальное перемещение микронеровностей при упругом контакте ($\delta_{y,i}$):

$$\delta_{y,i} = \left(\frac{9}{16} \frac{F_i^2}{r_i E^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.2.7)$$

В дальнейшем вне зависимости от характера деформации (упругая или упруго-пластическая) для упрощения изложения перемещения микронеровностей будем обозначать как δ .

5 Фактическая площадь контакта (ФПК):

Под ФПК понимают площадь, сгруппированную на площадках касания микронеровностей, совокупность которых составляет контурную площадь контакта (КПК) [30]. Размер ФПК и, как следствие, КПК влияет на трение и изнашивание трибосопряжений, тепловую, электрическую и магнитную проводимость контакта. В работе [41] говорится, что если КПК составляет не более 10...15% от номинальной площади контакта, под которой мы понимаем общую площадь соприкосновения тел (кажущуюся), в пределах которой заключены ФПК и КПК, то взаимное влияние деформируемых выступов проявляется слабо. Поэтому в нашей модели мы примем, что ФПК равна площади всей ячейки касания.

2.3 Модель макронеровностей

К макронеровностям мы будем относить огранку на боковых поверхностях зубьев спироидного колеса и витков червяка, оставленную лезвийным инструментом. Пример такой огранки показан на рисунке 2.3.1, где представлены фотографии, сделанные на микроскопе УИМ-21 с увеличением 1:50, части зуба спироидного колеса (а) и части витка спироидного червяка (б).

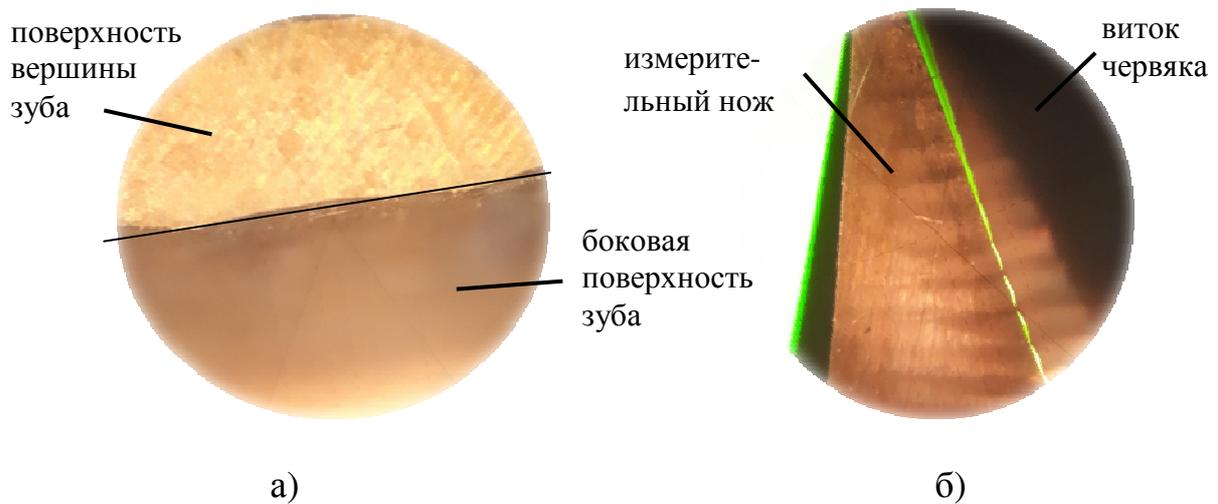


Рисунок 2.3.1 – Огранка на боковой поверхности

а) зубьев колеса, б) витков червяка

Огранка на боковой поверхности зуба колеса представляет собой сочетание траекторий режущих кромок фрезы, её параметры зависят от числа стружечных канавок и станочного передаточного отношения. Огранка на боковой поверхности червяка, окончательно сформированной вершинным скруглением резца – таким образом, зависит от радиуса скругления и числа окончательно формирующих ходов резца. Во всех случаях огранка имеет форму волны, которую, на наш взгляд, с малой погрешностью, не влияющей на расчёт в целом, можно описать квадратичной периодической функцией:

$$f(x) = \begin{cases} x \in [x_{\min}; x_{\max}], i_o \in [0; n_o] \\ H_o x^2, i_o - \text{четная} \\ H_o (1 - x^2), i_o - \text{нечетная} \end{cases}, \quad (2.3.1)$$

где $x_{\min/\max}$ – начальный и конечный радиус зуба (для спироидного колеса – r_{i2}, r_{e2} ;

для спироидного червяка r_{a1}, r_{f1}), мм;

H_o – высота огранки, мкм;

n_o – количество вершин огранки, шт.

i_o – рассматриваемая вершина огранки.

Заметим, что в случае шлифованных боковых поверхностей червяка следует говорить не об огранке, а о шероховатости, в данном же случае имеем в виду огранку, которая может возникнуть, например, при окончательном формировании витка скруглённой вершиной резца [87]).

2.4 Общий метод и алгоритм анализа упруго-пластически нагруженного многопарного контакта при действии статически приложенной нагрузки

Перед изложением метода и алгоритма оговорим, что они в первую очередь ориентированы на определение перераспределения нагрузки, после первых циклов работы (обкатки), вызванной появлением незначительной пластической деформацией на боковой поверхности зубьев (то есть пластическая деформация не охватывает тело зуба целиком). При этом пластическая деформация сосредоточена в местах концентрации нагрузки и её площадь обычно не превышает 20% от всей площади боковой поверхности зуба.

Примем следующие допущения:

- а) упругие и упруго-пластические перемещения на поверхностях зубьев малы по сравнению с размерами поверхности контакта;
- б) давление на площадках упруго-пластического контакта постоянно и равно предельному;
- в) тела взаимодействующих зубьев изотропны;
- г) направление контактных перемещений – по нормали к поверхностям; на перемещения оказывает влияние только сила, действующая по нормали к поверхности, влиянием силы трения на перемещения пренебрегаем;
- е) перемещения зубьев под нагрузкой складываются из составляющих упругих

и пластических перемещений, причём упругая податливость зубьев не зависит от наличия и величины пластических перемещений;

ж) контактные нормали на площадках контакта совпадают с нормальными к номинальной боковой поверхности зуба (поверхности до внесения в неё погрешностей и деформаций);

з) влияние масляного слоя в зацеплении не учитывается;

и) контактные пластические перемещения необратимо меняют боковую поверхность зуба, при повторном нагружении (повторном расчете с новой геометрией боковых поверхностей зубьев, учитывающей остаточную деформацию) новые контактные пластические перемещения суммируются с полученными на предыдущем проходе.

к) различаются случаи соизмеримой и резко различной твердости материалов контактирующих зубьев; в первом случае (твердость различается не более чем на 15 HRC) пластическая деформация в контакте появляется на обоих звеньях передачи, во втором – зубья более твердого звена остаются упруго деформированными [62-65].

Дадим краткое обоснование принятым допущениям.

Допущение б) основано на теоретических и экспериментальных результатах, которые приведены в [35] на примере типовых конфигураций (сфер, эллипсоидов, цилиндров) инденторов, внедряемых в упруго-пластическое полупространство, и показывают, в частности, что давление в площадке, подвергшейся упруго-пластическому деформированию распределено равномерно, или, по крайней мере, в центре этой площадки оно незначительно выше, чем на её контуре.

Появление пластического деформирования, вообще говоря, может привести к упрочнению боковой поверхности зуба, в частности, – к увеличению критического напряжения в зависимости от степени первого пластического деформирования. Забегая вперёд отметим, что это может быть учтено при моделировании повторного нагружения с помощью алгоритма, изложенного ниже, если при этом задавать соответствующие (несколько бóльшие) значения предельного напряжения. Допущение в) по сути, означает, что мы, по крайней

мере, на этапе первоначального анализа распределения нагрузки пренебрегаем возможным поверхностным упрочнением зубьев с малой величиной пластических перемещений [7, 34, 35].

Допущения в) и г) являются широко используемыми [27, 35, 75, 62,] и не требуют дополнительных пояснений. Так, в [8, 34] показано, что разница в оценке контактного сближения с учётом и без учёта силы трения при относительно небольшой пластической деформации невелика, по данным [8] не превышает 4%.

Основанием для допущения е) является малость погрешностей в сравнении с размерами контактирующих зубьев и гладкость распределения упругих и пластических перемещений в нагруженной передаче.

В работе [98] показано, что смазка выдавливается из площадок контакта при паспортных нагрузках в редукторах червячного типа общепромышленного назначения, то есть в случаях сравнительно высоких скоростей вращения их входных валов (1000-1500 об/мин), тем более это справедливо для передач низкоскоростных тяжело нагруженных редукторов. Это является основанием для допущения з).

Как и в исходном методе анализа упругонагруженной спироидной передачи, изложенном выше, в основе лежит подход, согласно которому поверхности представлены в виде множества элементарных участков (ячеек) и представляют собой дискретно нагруженную систему (1.3.1) [2, 9, 39, 94], в которой:

- 1) ячейки с нулевым зазором между поверхностями передают нагрузку и образуют область контакта D (условие совместности перемещений нагруженных ячеек);
- 2) ячейки, имеющие положительный зазор, не входят в область D и не передают нагрузку;
- 3) суммарный момент от сил, передаваемых ячейками в области D , должен быть равен заданному моменту (условие равновесия);
- 4) силы в каждой ячейке вызывают перемещения, которые разделены на:
 - упругие изгибно-сдвиговые;
 - контактные, которые делятся на упругие и пластические;

5) сила в упруго нагруженных ячейках зависит от функции влияния $V_{1(2)km k'm'}$, определяющей перемещение в km -ой ячейке при приложении единичной нагрузки в ячейке $k'm'$;

6) расчетное значение давления в ячейках меньше предельного контактного давления (для ячеек 2-го и 3-го типов) или равно ему (для ячеек 1-го типа).

Всё вышеописанное характеризует систему в конечном состоянии, когда все неизвестные данные уже найдены. На этапе вычисления имеются промежуточные состояния:

1) невязка уравнения совместности перемещений в упруго нагруженной ячейке оказалась положительной (образовался зазор) – это показывает, что сила в ячейке больше необходимой и ее нужно уменьшить;

2) невязка в упруго нагруженной ячейке оказалась отрицательной (образовалось внедрение) – это показывает, что сила в ячейке меньше необходимой и её нужно увеличить;

3) средняя невязка по всей области D оказалась положительной – это показывает, что поверхности отдалены друг от друга и их нужно приблизить (увеличить сближение), в нашем случае повернуть колесо в сторону червяка;

4) средняя невязка по всей области D оказалась отрицательной – это показывает, что поверхности внедрились друг в друга и их нужно отдалить (уменьшить сближение), в нашем случае колесо повернуть в другую сторону от червяка;

5) в ходе корректировки сближения образовались ячейки с отрицательной невязкой за пределами области D – эти ячейки необходимо включить в область D ;

6) в части ячеек приложенные силы стали отрицательными – эти ячейки необходимо исключить из области контакта D ;

7) появляются ячейки, где имеется превышение давления над заданным предельным, давление в них приравнивается предельному (соответственно корректируется приложенная сила), при этом:

– на первой итерации учёта упруго-пластического (неупругого) характера контакта добавляется пластическая составляющая контактного перемещения, первое приближение которой 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 пластическая составляющая контактного перемещения приравнивается к значению ближайшей пластически деформированной ячейки;

8) невязка в упруго-пластической нагруженной ячейке оказалась положительной (образовался зазор) – это показывает, что пластическая составляющая контактного перемещения большая и её необходимо уменьшить на величину зазора;

9) невязка в упруго-пластической нагруженной ячейке оказалась отрицательной (образовалось внедрение) – это показывает, что пластической составляющей контактного перемещения недостаточно и её необходимо увеличить на величину внедрения;

10) суммарный момент от усилий, передаваемых ячейками области D , не равен заданному – необходимо скорректировать силы в упруго нагруженных ячейках, силы в упруго-пластических ячейках не корректируются.

Нижеследующий итерационный алгоритм решает систему (1.3.1) с уточнением сближения звеньев, области контакта и величины приложенных сил. По ходу описания уменьшенным шрифтом мы будем давать пояснения к тем основным действиям алгоритма, которые введены дополнительно для оценки пластической составляющей деформации.

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

2 *В указанной области определяется нулевое приближение дискретно приложенных сил $F_{km}^{(n)} = F_{km}^{(1)}$ с учетом условия равновесия сил пропорционально образовавшимся внедрениям $S_{0km} - \Delta_{\varphi 2km}^{(1)}$ по зависимостям (1.3.2 и 1.3.3).*

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

3 Область D разделяется (рисунок 2.1.3) на ячейки, описанные выше:

$n_p = 0$	$n_p > 0$	
	ячейки первого типа	(2.4.1)
	$p_{km}^{(n)} \geq p_c^*$,	
область не разделяется на ячейки	ячейки второго типа	(2.4.2)
	$p_{km}^{(n)} < p_c^* \& \alpha = 0,5 \dots 1$,	
	ячейки третьего типа	(2.4.3)
	$p_{km}^{(n)} < p_c^*$,	

где n_p – переменная, отражающая состояние учета пластической составляющей:

- 0 не учитывается;
- 1 учитывается впервые;
- 2 учитывается более одного раза;

когда $n_p = 1$ первый раз происходит разделение области D на ячейки, значение данной переменной определяется на шаге 12;

p_{km}^n – расчетное контактное давление km -й ячейке, МПа;

p_c^* – предельное контактное давление, МПа.

Пояснение.

– Как показала практика расчётов, учёт пластической составляющей ячеек на грубо оценённом распределении сил (на первых итерациях алгоритма) ухудшает сходимость. Поэтому введена переменная n_p , по значению которой отслеживается, с какой итерации начать сортировку ячеек и, соответственно, ввод пластической составляющей.

– Под формулировкой: «учета пластической составляющей» здесь и ниже подразумевается, как учет контактной пластической деформации (далее – пластическая деформация), так и учет влияния деформации микронеровностей.

– На шаге 3, по сути, происходит сортировка ячеек для последующего (шаги 4, 9, 11) ветвления расчёта для определения интересующих нас величин. Обратим внимание на то, что поскольку в ходе итераций оценка уровня нагружения ячеек меняется (по ходу алгоритма – приближаясь к искомому действительному), сортировка также повторяется от итерации к итерации.

4 Определяются упругие, пластические перемещения ячеек в целом, микронеровностей δ_{km} , в результате приложения сил и соответствующие им невязки ζ_{km} первых km уравнений системы (1.3.1):

$$w_{km} = w_{km}^k + w_{pkm} + w_{km}^n, \quad (2.4.4)$$

где w_{km}^k – упругие контактные перемещения;

w_{pkm} – пластические контактные перемещения;

w_{km}^u – упругие изгибно-сдвиговые перемещения.

Далее если не указан индекс «к» и «и», это означает что речь идет об упругих контактных и упруго изгибно-сдвиговых перемещениях в сумме.

Описание и обоснование методики расчета упругих перемещений приведено в [54].

$$\left. \begin{array}{l} n_p = 0; \\ \\ w_{pkm}^{(n+1)} = 0; \end{array} \right| \begin{array}{l} n_p = 1; \\ \left\{ \begin{array}{l} w_{pkm}^{(n+1)} = w_{km}^{k(n)} \left(1 - k_1 \left(p_c^* / p_{km}^{(n)} \right) \right); \\ F_{km}^{(n+1)} = F_{pkm}; \\ n_p = 2 \end{array} \right. \end{array}, \quad (2.4.5)$$

$$\left. \begin{array}{l} n_p = 2; \\ \\ w_{pkm}^{(n)} > 0; \\ w_{pkm}^{(n+1)} = w_{pkm}^{(n)} - \Delta w_{pkm}^{(n)}, \\ w_{pkm}^{(n+1)} < 0 \rightarrow w_{pkm}^{(n+1)} = 0, \end{array} \right| \begin{array}{l} \text{ячейка первого типа и } w_{pkm}^{(n)} = 0; \\ \left\{ \begin{array}{l} w_{pkm}^{(n+1)} = w_{p(k+t)(m+t)}^{(n)}, w_{pkm+t}^{(n)} \neq 0, t \rightarrow 1; \\ F_{km}^{(n+1)} = F_{pkm}; \end{array} \right. \end{array}, \quad (2.4.6) \quad (2.4.7)$$

где k_1 – безразмерный коэффициент, ускоряющий сходимость при расчете пластической перемещений первый раз ($n_p = 1$);

$\Delta w_{pkm}^{(n)}$ – поправка для пластических перемещений, определяется по формуле:

$$\Delta w_{pkm}^{(n)} = k_2 \xi_{km}^{(n-1)}, \quad (2.4.8)$$

где k_2 – безразмерный коэффициент, ускоряющий сходимость при корректировке пластических перемещений;

F_{pkm} – дискретно приложенная сила в km -й ячейке рассчитанная, исходя из предельного контактного давления, определяется по формуле:

$$F_{pkm} = p_c^* A_{km}, \quad (2.4.9)$$

где A_{km} – площадь km -й ячейке.

$$(1.3.5) \quad \left. \begin{array}{l} n_p = 0; \\ \\ \end{array} \right| \begin{array}{l} n_p > 0; \\ \xi_{km}^{(n)} = w_{km}^{(n)} + S_{0km} + \delta_{km}^{(n)} - \Delta_{\varphi 2km}^{(n)}, \end{array} \quad (2.4.10)$$

Перемещения микронеровностей δ_{km} определяется по формулам (2.2.5) и (2.2.7)

Пояснение.

Как и было сказано выше, при $n_p = 0$ пластическую составляющую не учитываем, поэтому

переменная $w_{pkm}^{k(n+1)}$ приравнивается к нулю. При $n_p=1$ формула (2.4.5) применяется на единственной итерации в самом начале учёта пластической составляющей, а на последующих итерациях корректируется по получаемой невязке. При $n_p=2$ в ячейках, которые по ходу итераций добавляются к числу ячеек 1-го типа, первоначальная величина $w_{pkm}^{k(n+1)}$ задаётся равной значению ближайшей ячейки с учетом распространения волны пластической деформации.

5 Определяется средняя величина невязок в области D , приведенная к углу поворота колеса по формуле (1.3.6).

6 Выбранная величина сближения $\Delta\varphi_2^{(n)}$ для следующей $(n+1)$ -й итерации корректируется на величину средней невязки по формуле (1.3.7).

7 Невязки ξ_{km} корректируются при новой величине сближения $\Delta\varphi_2^{(n+1)}$:

$$(1.3.8) \quad \left. \begin{array}{l} n_p = 0; \\ \xi_{km}^{(n)} = S_{0km} + w_{km}^{(n)} + \delta_{km} - \Delta\varphi_{2km}^{(n+1)} = \xi_{km}^{(n)} - \xi_{cp}^{(n)} r_{2km} \end{array} \right| \begin{array}{l} n_p > 0; \\ \xi_{km}^{(n)} = S_{0km} + w_{km}^{(n)} + \delta_{km} - \Delta\varphi_{2km}^{(n+1)} = \xi_{km}^{(n)} - \xi_{cp}^{(n)} r_{2km} \end{array} \quad (2.4.11)$$

8 Корректируется область D (число km уравнений системы (1.3.1)).

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

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

$$\left. \begin{array}{l} \text{в ячейках 1-го типа} \\ \Delta F_{km}^{(n+1)} = 0 \end{array} \right| \begin{array}{l} n_p = 0 \text{ или в ячейках второго и} \\ \text{третьего типа} \\ \Delta F_{km}^{(n+1)} = \frac{\tau_{c km} \tau^{(n+1)}}{V_{km}} \xi_{km}^{(n)} \end{array} \quad (2.4.12)$$

Описание и обоснование расчета величины поправки дискретно приложенной силы для ячеек второго и третьего типа подробно изложено в работе [54]. Опыт работы с алгоритмом показал, что его сходимость ограничивается уменьшением невязки в ячейках с самым грубым приближением к искомому решению. В них, как это замечено в [84], рационально увеличивать коррекцию силы в сравнении с ячейками, имеющими лучшее приближение. Мы дополнили формулу (1.3.9) коэффициентом (τ_c) и предлагаем для его расчёта более простую зависимость в сравнении с предложенной в [84] для аналогичных целей.

$$\tau_{c km} = \left(\frac{\left| \xi_{km}^{(n)} \right|}{\xi_{ср.кв.}^{(n)}} \right)^{V_c}, \tau_{c km} < 1 \rightarrow \tau_{c km} = 1, \quad (2.4.13)$$

где V_c – показатель степени, по сути определяющий увеличение коррекции (выбор

его рациональной величины обоснован ниже).

Пояснение. Таким образом, приращение сил осуществляется лишь для ячеек второго и третьего типа, в упруго-пластически деформированных ячейках первого типа давление (вслед за ним и дискретно приложенная сила) остаётся неизменным и равным предельному.

10 *Определяются значения сил на следующей итерации по формуле (1.3.11):*

11 *Вновь корректируется область D (число km уравнений системы (1.3.1)).*

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

$$(1.3.12) \quad \begin{matrix} n_p = 0; & n_p > 0; \\ F_{km}^{(n+1)} = (T_2 - T_{2p}) f_{km}^{(n+1)} / \sum_D (f_{km}^{(n+1)} - f_{pkm}^{(n+1)}) \tilde{r}_{2km}, & \end{matrix} \quad (2.4.14)$$

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

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

Пояснение.

На этом шаге, также как и для шага 9, мы предполагаем, что в ячейках первого типа не происходит изменение силы, поэтому сила корректируется только в ячейках второго и третьего типа, при этом суммарный момент, передаваемый всеми ячейками в рассматриваемой фазе зацепления, должен быть равен заданному.

12 *Проверка условия начала учета пластической составляющей и окончания алгоритма по выбранному критерию точности расчета и решаемой задачи НДС.*

условия начала учета пластической составляющей		условия окончания алгоритма
$\left\{ \begin{array}{l} n > 0 \\ \left \xi_{cp}^{(n)} \right \leq K_{\xi} \vee \Delta F_{\max} \leq K_{Fp} \rightarrow n_p = 1 \end{array} \right. \quad (2.4.15)$		$\left\{ \begin{array}{l} n_p \geq 1 \\ \left \xi_{cp}^{(n)} \right < K_{\xi} \vee \Delta F_{\max} < K_F \rightarrow end \end{array} \right. \quad (2.4.16)$

где K_{ξ} (K_{ξ}) – критерий для средней невязки определяющий сходимость алгоритма до уровня при котором начинается учет пластической составляющей (или до уровня при котором выполнено условие окончания алгоритма);

ΔF_{\max} – максимальное приращение дискретно приложенных сил, Н;

K_{Fp} (K_F) – критерий для максимального приращения сил определяющий сходимость алгоритма до уровня, при котором начинается учет пластической составляющей (или до уровня при котором выполнено условие окончания

алгоритма);

При невыполнении условия алгоритм возвращается на шаг 3.

Пояснение.

На этом шаге сначала определяется переменная n_p (2.4.15), в зависимости от значения которой происходит учет или неучет пластической составляющей в алгоритме, а затем проверяется условие окончания алгоритма (2.4.16).

Конец алгоритма.

Одним из важнейших шагов приведенного алгоритма является шаг 3, поскольку именно на нем определяется наличие пластической деформации в ячейке, и от того, насколько корректно будет выбрана величина допустимого контактного давления, и будет зависеть конечный результат работы алгоритма. Существует несколько методов определения допустимого контактного давления, базирующихся на различных теориях и условиях текучести. Они дают схожие результаты, различие, главным образом, состоит в удобстве использования для конкретной рассматриваемой задачи. На наш взгляд, удобным является метод, предложенный проф. Третьяковым Е. М. и изложенный в работе [82]. Согласно ему при силовых контактах пластически однородных твердых тел различной начальной формы, отвечающих контактными площадкам, ограниченными односвязными выпуклыми контурами, предельные контактные давления (p_c^*), изменяются в узком интервале:

$$2,571 \sigma_T < p_c^* < 2,97 \sigma_T, \quad (2.4.17)$$

Для случая низких скоростей скольжения, свойственных рассматриваемым условиям работы тяжело нагруженных передач, коэффициент трения близок к 0,1 [19], при этом значении, как показано в [782], предельное контактное давление следует умножить на коэффициент 0,957. Также для нижнего интервала формулы (2.4.17), соответствующего нашему случаю нагружения, необходимо дополнительно учесть влияние кривизны боковых поверхностей. В итоге, при:

– линейном контакте (в сопряженном зацеплении) предельное контактное

давление равно:

$$p_c^* = 0,957\sigma_T(2,571 \pm B / R), \quad (2.4.18)$$

– точечном контакте (локализованный контакт) предельное контактное давление равно:

$$p_c^* = 0,957\sigma_T(2,571 \pm 2a / R), \quad (2.4.19)$$

где B – ширина контакта, мм;

R – приведенный радиус кривизны, мм;

a – радиус контактной области, мм.

В этих формулах знак плюс отвечает вогнутой (левой) боковой поверхности колеса, а знак минус выпуклой (правой) боковой поверхности колеса.

Настройка алгоритма

Обратимся теперь к вопросу ускорения сходимости алгоритма с помощью приёма, упомянутого выше при описании шага 9. Проведена серия расчетов распределения нагрузки на примере спироидной передачи тяжелонагруженного низкоскоростного редуктора РЗА-С-2000. Параметры передачи повторно приведены в таблице 2.4.1.

Таблица 2.4.1 – Параметры передачи редуктора РЗА-С-2000

Параметр	Значение
Межосевое расстояние, мм	60
Осовой модуль червяка, мм	2,748
Число зубьев колеса / число витков червяка	46 / 1
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	42
Внешний и внутренний диаметры спироидного колеса, мм	175/138
Коэффициенты высоты головки / ножки	1 / 1,2
Углы профиля правой / левой боковых поверхностей, град	11,76/28,78
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	2000
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	4000
Материал звеньев спироидной передачи / твёрдость поверхности	Сталь 40X / 45...50HRC $\sigma_T=1100\text{МПа}$

Для оценки эффективности коэффициента τ_c и влияния степени V_c на скорость сходимости алгоритма сравним серию расчетов упругого нагружения, где

критерием оценки при выборе параметра V_c примем число итераций, необходимое для достижения величины модуля максимальной невязки 1 мкм, что соответствует углу поворота колеса 0,00001 рад. Результаты расчета приведены в таблице 2.4.2 и на рисунке 2.4.1.

Таблица 2.4.2 – Результаты расчета оценки параметра V_c

№ расчета	V_c	$\tau_{c\ km\ max}$	$ \zeta_{max} $, радиан	$ \zeta_{cp} $, радиан	Число итераций	τ_{max}
1	не учитывался	1,0	1,80E-05	2,10E-07	30	18,5
2	1,0	6,1	9,21E-06	2,11E-06	18	9,8
3	1,5	8,3	9,47E-06	2,69E-06	18	6,9
4	2,0	9,8	9,74E-06	3,38E-06	18	6,2
5	2,5	15,0	8,01E-06	3,15E-06	22	4,7

Проанализировав полученные данные, можно сделать выводы:

- введение коэффициента τ_c позволяет сократить количество итераций практически в 1,5 раза;
- выбор параметра V_c в пределах значений от 1 до 2 практически даёт схожий эффект, и это является положительной стороной предложенного приёма: нет нужды задаваться этим параметром слишком тщательно для каждого случая, алгоритм демонстрирует хорошую сходимость;
- значение параметра V_c более 2 может нарушить сходимость – сначала локально, для одной-двух итераций, а по мере увеличения параметра и глобально.

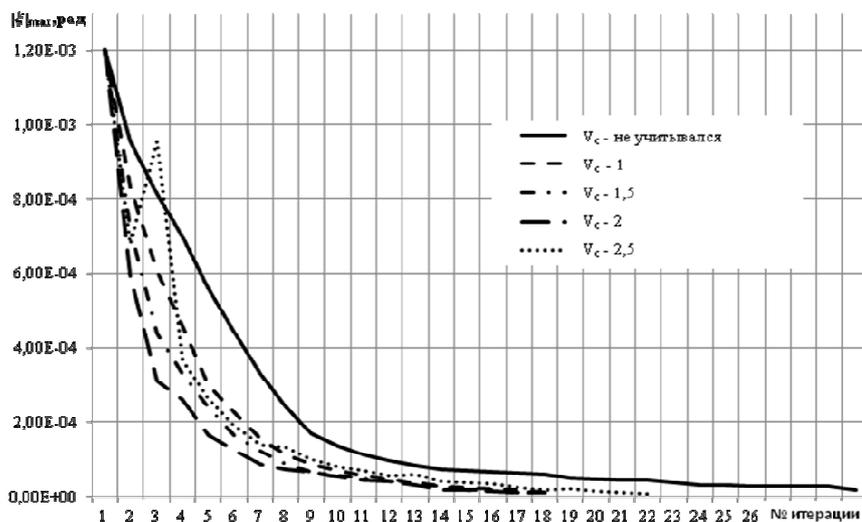


Рисунок 2.4.1 – Изменение модуля максимальной невязки

Таким образом, следует констатировать эффективность предложенного приёма.

Обратимся к вопросу о выборе начала учёта пластической деформации. Слишком раннее начало чревато появлением гигантской пластической деформации из-за допущения, описанного формулой (2.4.5) о пропорциональности пластической деформации и превышению контактного давления над допустимой величиной: для первых итераций характерно наличие ячеек с избыточным и грубо найденным давлением (в 1,5 ...2 раза большим искомого) – см. рисунок 2.4.2.

В работе [54] обосновано, что предпочтительным условием останова итераций является условие достаточно малого изменения невязок системы (1.3.1) (критерий K_{ξ}) – в ходе итераций они уточняются медленнее всего. В упруго-пластической постановке это тем более правильно, поскольку для ячеек с пластической деформацией именно варьируемым параметром являются координаты центров ячеек, прямо связанные с невязкой. Однако в качестве критерия начала учёта пластических деформаций мы предлагаем принять условие относительно малого изменения другого параметра, демонстрирующего более быструю сходимость – дискретно приложенных сил (критерий K_F). Разумно, на наш взгляд, задать значение переменной $n_p = 1$ на итерации, в которой максимальное среди всех ячеек относительное изменение давлений стало меньше 10 %.

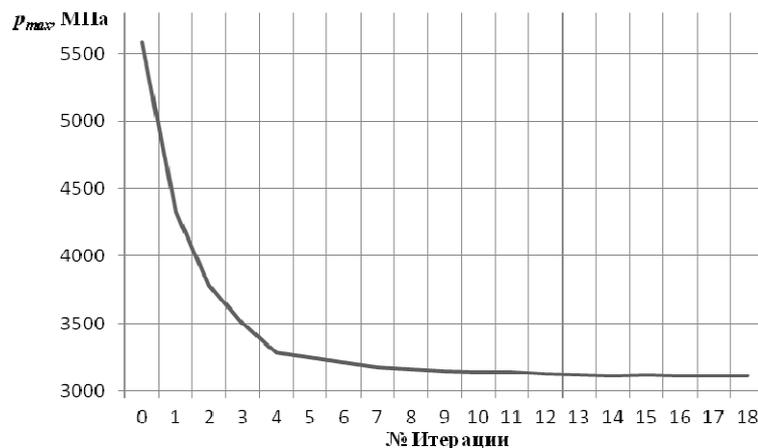


Рисунок 2.4.2 – Максимальное контактное давление (p_{max}) в ячейках на итерации

Рассмотрим вопрос выбора коэффициентов расчёта (k_1) и корректировки (k_2) пластического перемещения. Напомним их смысл. На 4-ом шаге алгоритма происходит расчет и последующая корректировка пластического перемещения в

ячейках первого типа по формулам (2.4.5) и (2.4.7), в которых введены указанные коэффициенты, ускоряющие сходимость алгоритма. Коэффициент k_1 применяется на той итерации, с которой начинается учёт упруго-пластического характера контакта, и, по сути, устанавливает пропорциональность между применяемой в расчёте впервые пластическим перемещением и превышения расчётной величины давления над заданной предельной. Коэффициент k_2 применяется для корректировки пластического перемещения на последующих итерациях в зависимости от получаемой невязки в ячейке. Таким образом, выбор разумных величин k_1 и k_2 позволяет быстро приблизить к искомой величине пластическое перемещение в ячейке.

Для подбора значений этих коэффициентов была проведена серия расчетов распределения нагрузки в одной площадке спиральной передачи тяжело нагруженного низкоскоростного редуктора РЗА-С-2000. Параметры передачи приведены в таблице 2.4.1. Вращающий момент, передаваемый данной площадкой, равен 1600 Нм. Результаты расчета приведены в таблицах 2.4.3, 2.4.4 и рисунках 2.4.3-2.4.6.

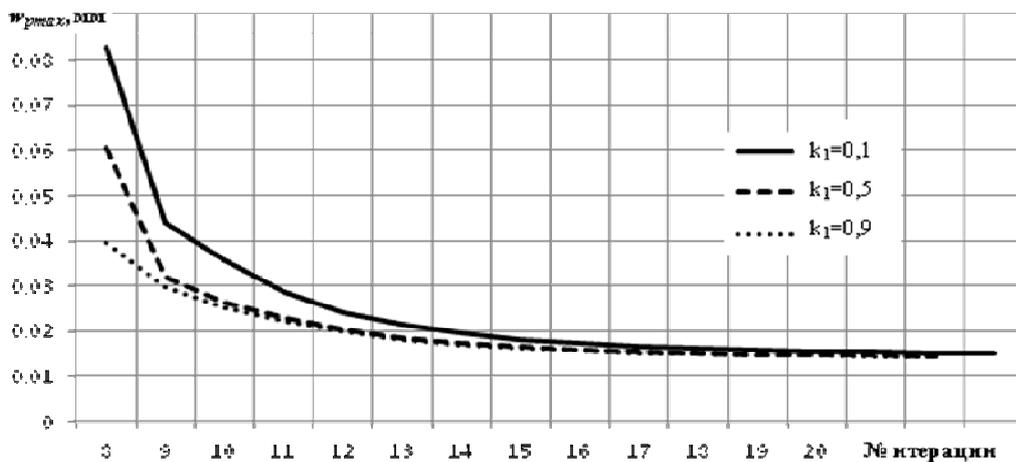


Рисунок 2.4.3 – Изменение пластического перемещения на итерациях при различных значениях коэффициента k_1 и значении коэффициента $k_2=0,8$.

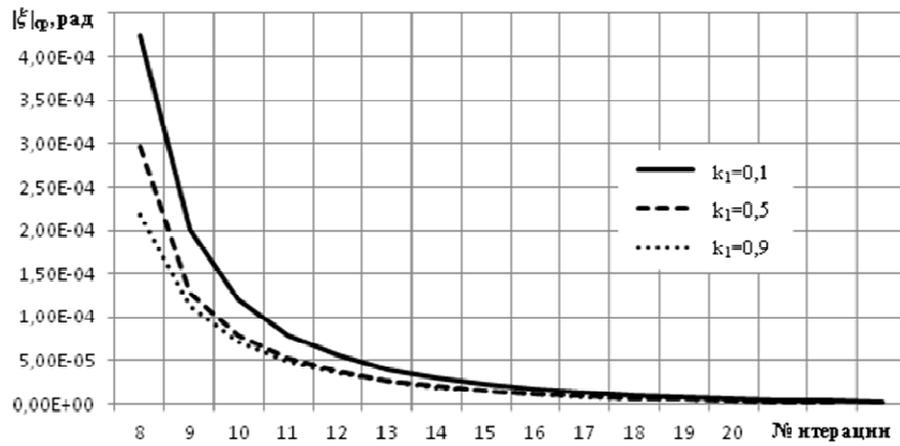


Рисунок 2.4.4 – Изменение модуля средней невязки на итерациях при различных значениях коэффициента k_1 и значении коэффициента $k_2=0,8$

Таблица 2.4.3 – Результаты расчета для коэффициента k_1

№ расчета	k_1	w_{pmax} , мм	$ \xi_{max} $, радиан	$ \xi_{cp} $, радиан	Число итерации
1	0,1	0,0149	1,49 E-05	2,27E-06	23
2	0,5	0,0145	1,28 E-05	2,10E-06	22
3	0,9	0,0144	2,75 E-05	1,98E-06	22

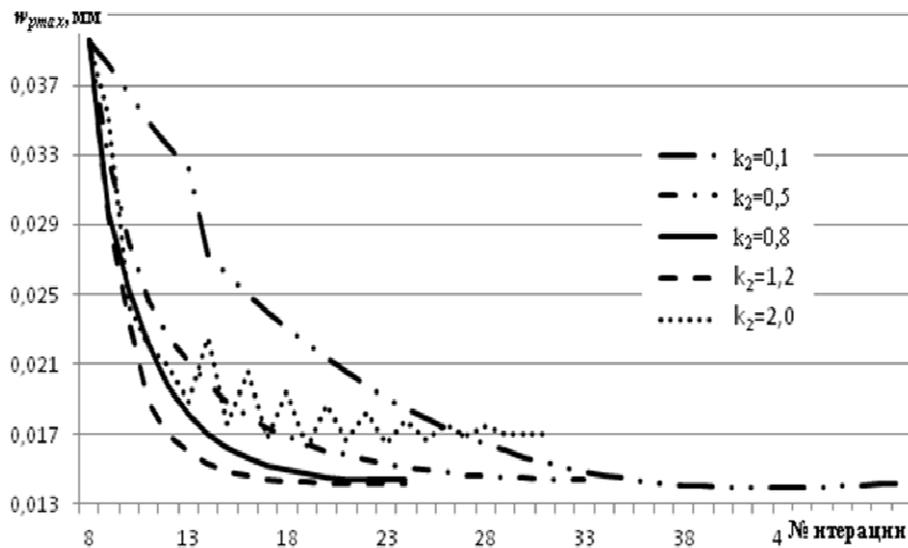


Рисунок 2.4.5 – Изменение пластического перемещения на итерациях при различных значениях коэффициента k_2 и значении коэффициента $k_1=0,9$

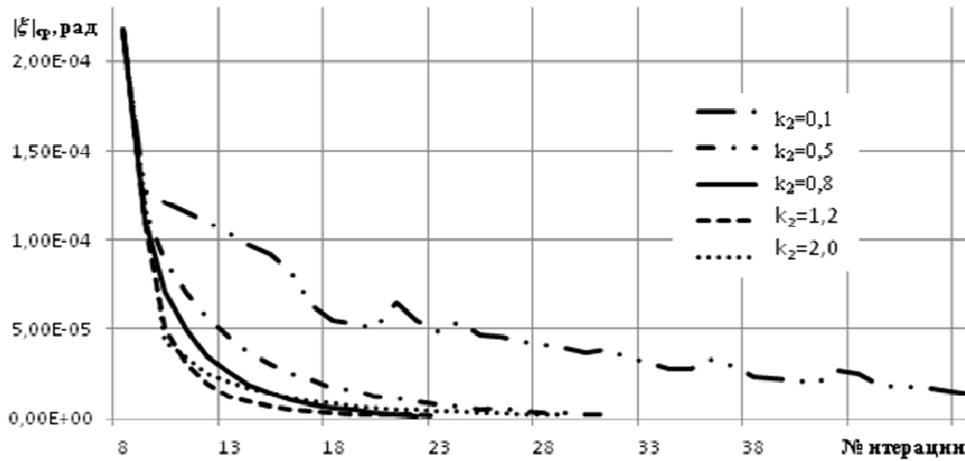


Рисунок 2.4.6 – Изменение модуля средней невязки на итерациях при различных значениях коэффициента k_2 и значении коэффициента $k_1=0,9$

Таблица 2.4.4 – Результаты расчета для коэффициента k_2

№ расчета	K_2	w_{pmax} , мм	$ \xi_{max} $, радиан	$ \xi_{cp} $, радиан	Число итерации
1	0,1	0,0142	6,65E-05	1,43E-05	48
2	0,5	0,0144	3,46E-05	2,14E-06	31
3	0,8	0,0144	2,75E-05	1,98E-06	22
4	1,2	0,0142	2,32E-05	2,06E-06	23
5	2,0	0,0170	3,77E-05	2,46E-06	29

Проанализировав полученные данные, можно сделать выводы:

- значение коэффициента $k_1=0,9$ обеспечивает лучшую сходимость алгоритма;
- коэффициент k_2 следует выбирать в пределах от 0,8 до 1,2; меньшие значения замедляют сходимость, а большие – могут привести к расхождению алгоритма;
- при появлении кромочного контакта или при наличии огранки поверхностей (то есть факторов, вызывающих резкую местную концентрацию нагрузки) следует выбирать меньшие значения коэффициента k_2 из диапазона 0,8...1,2; для передач с локализованным контактом и отсутствием резких местных изменений геометрии – большие значения.

2.5 Программная реализация алгоритма

Предложенный в этой главе алгоритм реализован в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спироидных передач САПР «SPDIAL+» и входит в общую структуру процесса проектирования реальной спироидной передачи, предложенного в работах [24, 54, 83]. На рисунке 2.5.1 представлена укрупненная структура процесса проектирования реального спироидного зацепления, где жирным контуром выделена область применения предложенного алгоритма.



Рисунок 2.5.1 Укрупненная структура процесса проектирования реальной спироидной передачи

Опуская подробности решения задач проектирования передачи на первых четырех стадиях (достаточно подробно структура проектирования спироидной передачи рассмотрена в работах [54, 83]), отметим, что результаты, полученные на этих стадиях, в частности, действующие в зацеплении силы (полученные на основании анализа передачи без погрешностей) при заданном нагрузочном моменте и геометрии зубьев, информация о конструкции передачи, используются при решении задач на пятом этапе.

Несмотря на то, что учет пластической составляющей вынесен в отдельный 5-й этап структуры, фактически он встроен в общий итерационный алгоритм 3-го и 4-го этапа, поскольку на этой стадии моделирования нагруженного контакта зубьев и витков расчет состоит в совместном поиске размеров мгновенных площадок

контакта, распределения нагрузки в зацеплении, упруго и упруго-пластических перемещений, вызванных этими нагрузками.

Последовательность решения задач на трех последних стадиях проектирования была представлена в той или иной степени в работах [54, 83] и отражена с учетом наших доработок в виде блок-схемы на рисунке

Рисунок 2.5.2, на которой жирным контуром выделены введенные нами элементы. Структура данных приведена в таблице 2.5.1, где шрифтом большего размера выделены вновь введенные элементы.

На рисунках 2.5.3 и 2.5.4 приведены виды форм, используемых для управления потоком и итерационным процессом в целом. Расширенные опции настроек, приведенные в работе [54] разделены на следующие три группы:

1) *Условия расчета (рисунок 2.5.3)*

С помощью данной группы опций устанавливаются:

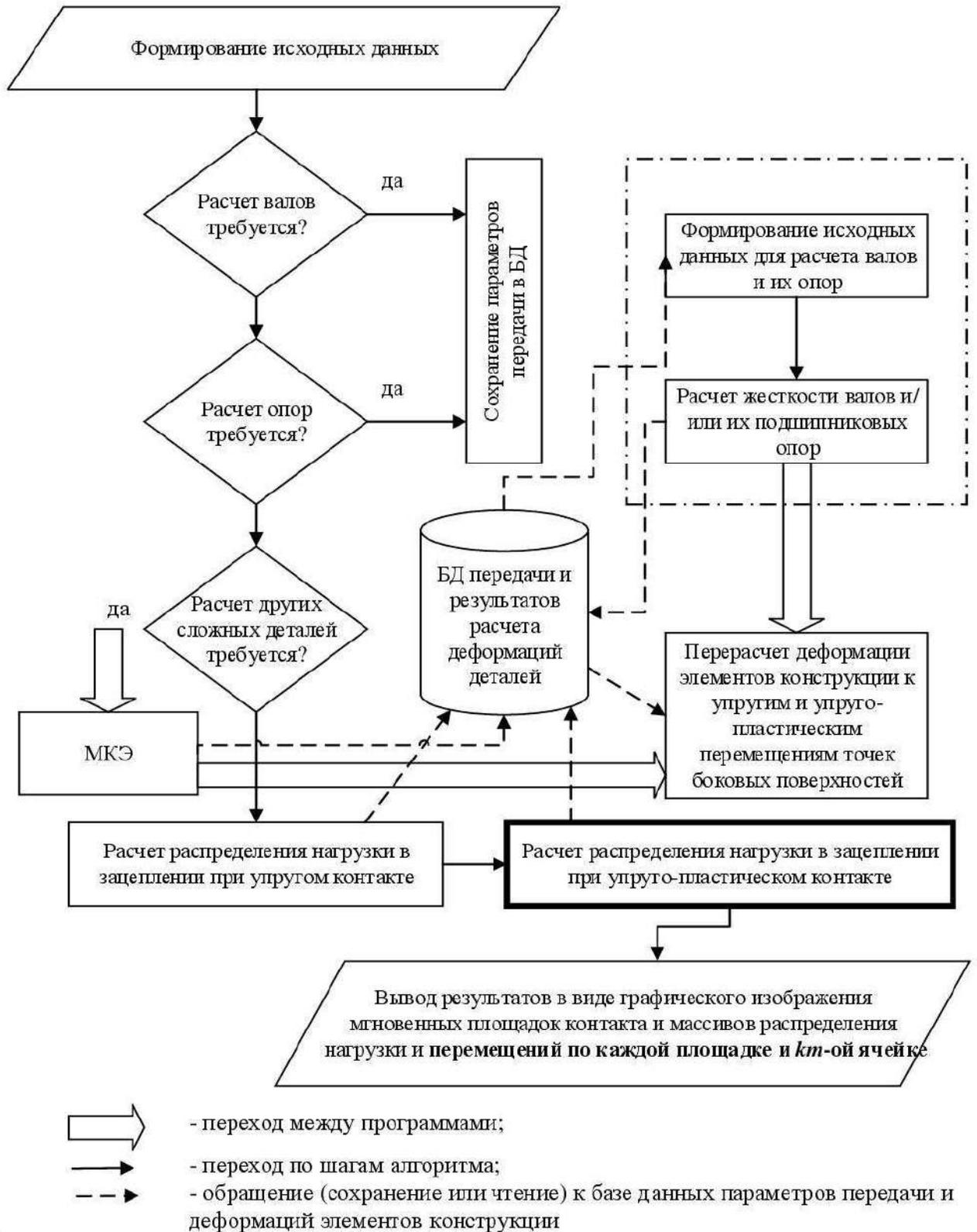
- звено (звенья), участвующее в расчете – виток червяка и/или зуба колеса, при учете только упругого контакта;
- номер фазы (угла поворота) червяка, в которой выполняется расчет - конкретный номер фазы или во всех фазах одновременно;
- расчетная боковая поверхность – левая и/или правая;
- величина первоначального внедрения боковых поверхностей;
- уровень допустимых погрешностей расчета;
- характеристики материала (модуль упругости, коэффициент Пуассона, предел текучести, твердость боковых поверхностей по Виккерсу) – первоначальные значения задаются по умолчанию на основании исходных данных проектирования передачи и при необходимости (например, если по результатам расчета требуется изменить материал на тот, который обеспечивает большую жесткость или наоборот податливость зубьев и/или витков) могут быть изменены;

Таблица 2.5.1 – Структура данных модуля расчета распределения нагрузки внутреннего использования

Имя объекта (экземпляра класса)	Имя класса	Структура класса (его поля и методы)	Назначение полей или методов
ForceDistr	<i>TForceDistr</i>	<p><u>Поля:</u> Gear: <i>TGear</i></p> <p>DefTeeth: <i>TRDefTeeth</i> Thread: <i>TThread</i> MethodCorrectForce, ConditionOutOfCycle, BKoeffIntensif, ...:Byte</p> <p><u>Методы:</u> Proc. Calculate Func. CalcFirstImplant Func. CalcFirstD Func. SetFirstForce Func. CalcSumForce Func. CalcE Func. CorrectImplant Func. CalcE_ Func. CorrectD_E Func. CorrectD_F Func. Correct_Forces Func. CorrcetF_URS Func. SaveResultInFile Func. Calcplastic Func. CorrectPlastik Func. Calc_fresh_plastic</p>	<p>Класс, обеспечивающий выполнение расчета распределения нагрузки</p> <p>Указатель на объект «Спироидная передача», хранящий всю основную информацию о спироидной передаче (геометрические параметры, параметры станочной наладки и др.)</p> <p>Объект, описывающий деформации звеньев передачи (витков и зубьев)</p> <p>Объект VCL¹, обеспечивающий работу потока</p> <p>Поля, указывающие на метод коррекции сил, критерий выхода из цикла, метод ускорения сходимости и другие поля, характеризующие состояние расчета для каждой фазы червяка и рабочей поверхности</p> <p>Выполняет запуск расчета распределения нагрузки</p> <p>Другие методы-функции обеспечивающие реализацию блоков блок-схемы</p> <p>Методы-функции обеспечивающие учет пластической составляющей</p>

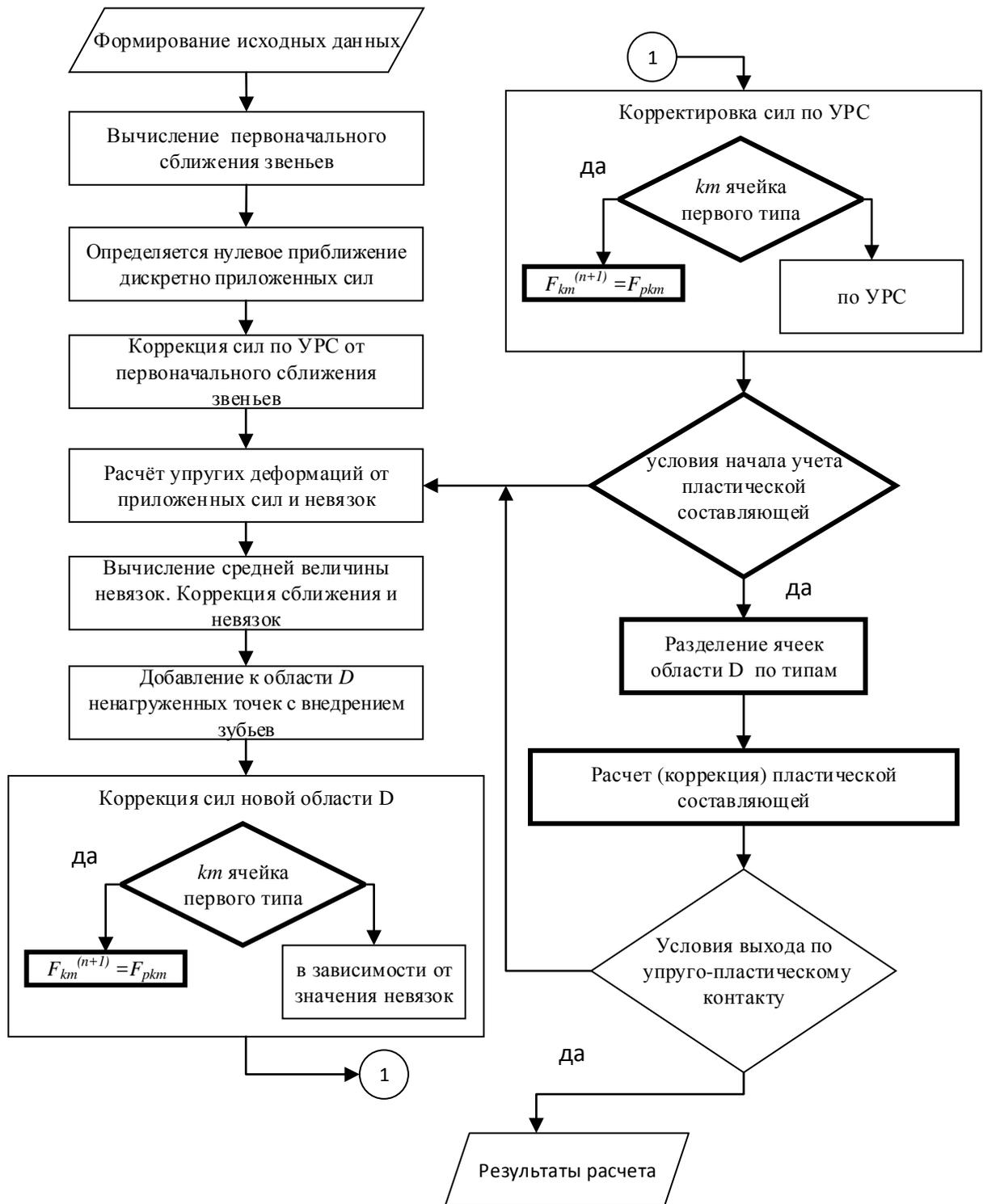
Продолжение таблицы 2.5.1

Gear	<i>TGear</i>	<p><u>Поля</u> M2, modul, kf, kh, AlphanL, AlphanR и др. wheel_areas: array[]² of</p> <p>distance Fi_, F E_i_, E_ D D_plastic_2, D_plastic_1</p>	<p><i>Исходные данные</i> – нагрузочный момент на выходном валу, осевой модуль, коэффициенты высоты, углы профиля и другие параметры передачи Массив площадок зазоров, так же предоставляющий исходные данные для расчета, и хранящий собственно результаты расчета Величина приведенного зазора Величина силы приложенной в ячейке на предыдущей и текущей итерациях То же только для скорректированной невязки Признак контакта – если true, то точка находится в контакте Признак упруго-пластического контакта на колесе, червяке</p>
DefTeeth	<i>TRDefTeeth</i>	<p><u>Поля</u> FAdding (record)</p> <p>FTeeth: (array)</p> <p>FRegularInvolution: (array) FRegularWormInvolution: (array)</p> <p><u>Методы</u> Func. GetBendingDeformationip Func. GetContactDeformationip ... Func. _moving_grain</p>	<p>Набор дополнительных полей – значения неизменяемых в ходе расчета констант (радиусы продольной кривизны, эффективная толщина зуба и др.) Массив контактных и изгибных деформаций зубьев и витков, вычисленных на текущей итерации, также значений деформаций микронеровностей Массив-развертка правой и левой боковых поверхностей зуба колеса Массив-развертка правой и левой боковых поверхностей зуба колеса</p> <p>Метод-функция расчета изгибных деформаций в точке i при приложении силы в произвольной точке p Метод-функция расчета изгибных деформаций в точке i при приложении силы в произвольной точке p Другие методы, реализующие вычисление перемещений по всей нагруженной поверхности зуба Метод-функция расчета деформации микронеровностей</p>
<p>Примечания. ¹ VCL (Visual Component Library) – стандартная библиотека визуальных компонентов операционной системы; ² Многомерный массив, содержащий информацию по всем фазам червяка, рабочим поверхностям в этих фазах, а так же площадкам зазоров.</p>			



а)

Рисунок 2.5.2 Блок-схема алгоритма расчета нагруженности спиральной передачи на 3-й, 4-й и 5-ой стадии ее проектирования: а – блок-схема общего процесса расчета нагруженности передачи; б – блок-схема алгоритма расчета распределения нагрузки



б)

Продолжение рисунка

Рисунок 2.5.2

- характеристики микронеровностей на боковых поверхностях зубьев (витков) передачи;
- радиус штампа, используемый при расчете контактных деформаций - значение по умолчанию задается равным ширине ячейки регулярной сетки;
- вид зависимостей, используемых при расчете упругих контактных деформаций;
- вид деформаций звеньев передачи:
 - упругая контактная деформация;
 - упруго-пластическая контактная деформация;
 - упругая изгибная деформация;
 - упруго-пластическая деформация микронеровностей;
- используемый метод для расчета деформации микронеровностей; в качестве базового был выбран и описан выше метод, предложенный проф. В. В. Измайловым, но также были программно реализованы методы, предложенные проф. Н. Б. Демкиным и проф. М. М. Матлиным;
- расчетная плоскость – осевое или развертка;
- минимальная величина пластического перемещения;

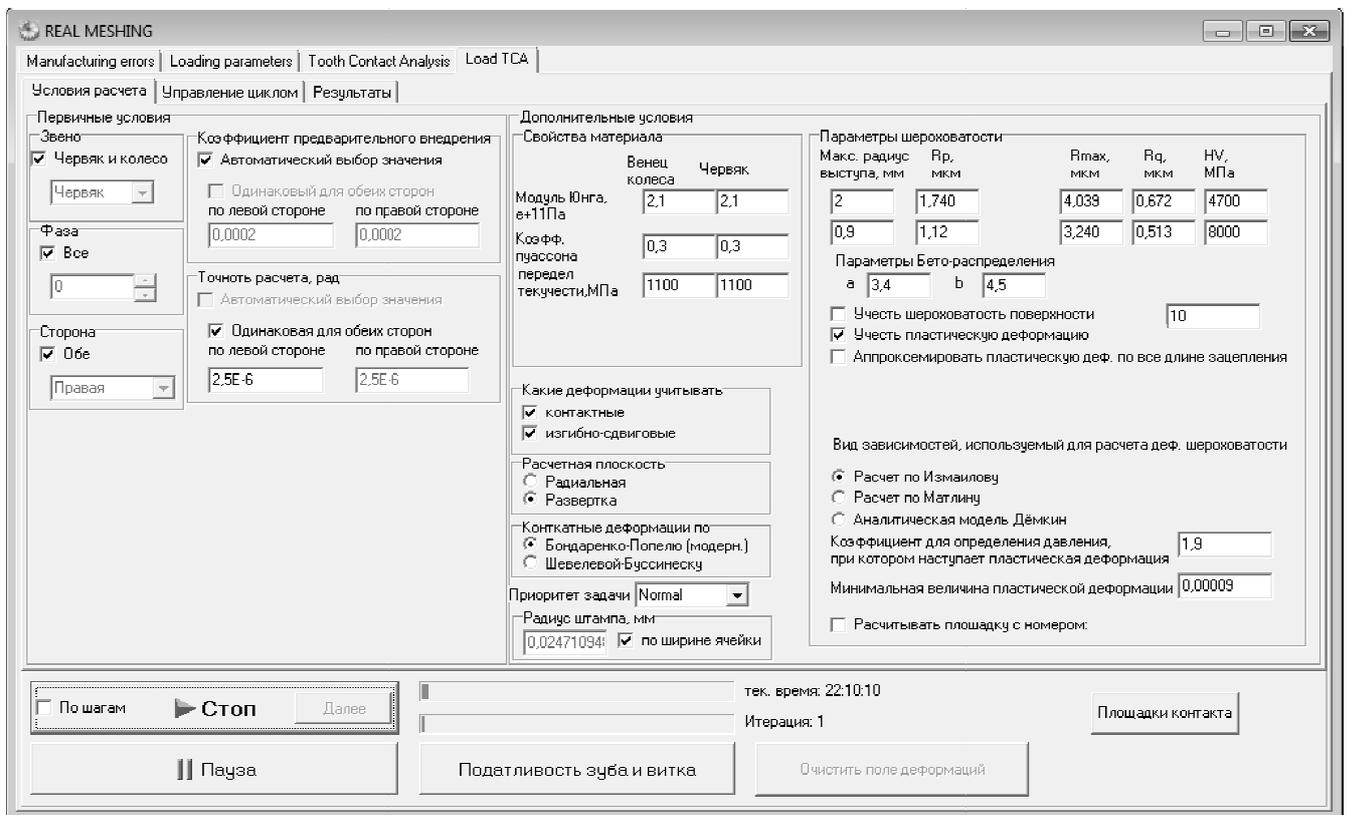


Рисунок 2.5.3 – Интерфейс модуля расчета распределения нагрузки САПР

«SPDIAL+»: группа опций «Условия расчета»

2) Управление циклом (рисунок 2.5.4)

Параметры этой группы дополнительно разбиты на три подгруппы.

Первая подгруппа реализует возможность изменения выбора метода коррекции сил и метод ускорения сходимости для упругих ячеек (2-го типа). Также здесь задается величина коэффициента для коррекции упруго-пластических перемещений.

Второй подгруппой определяется критерий окончания итераций.

Третьей подгруппой предусмотрена возможность использования матрицы влияния для ускорения расчета описание работы этой матрицы приведено в работе [54].

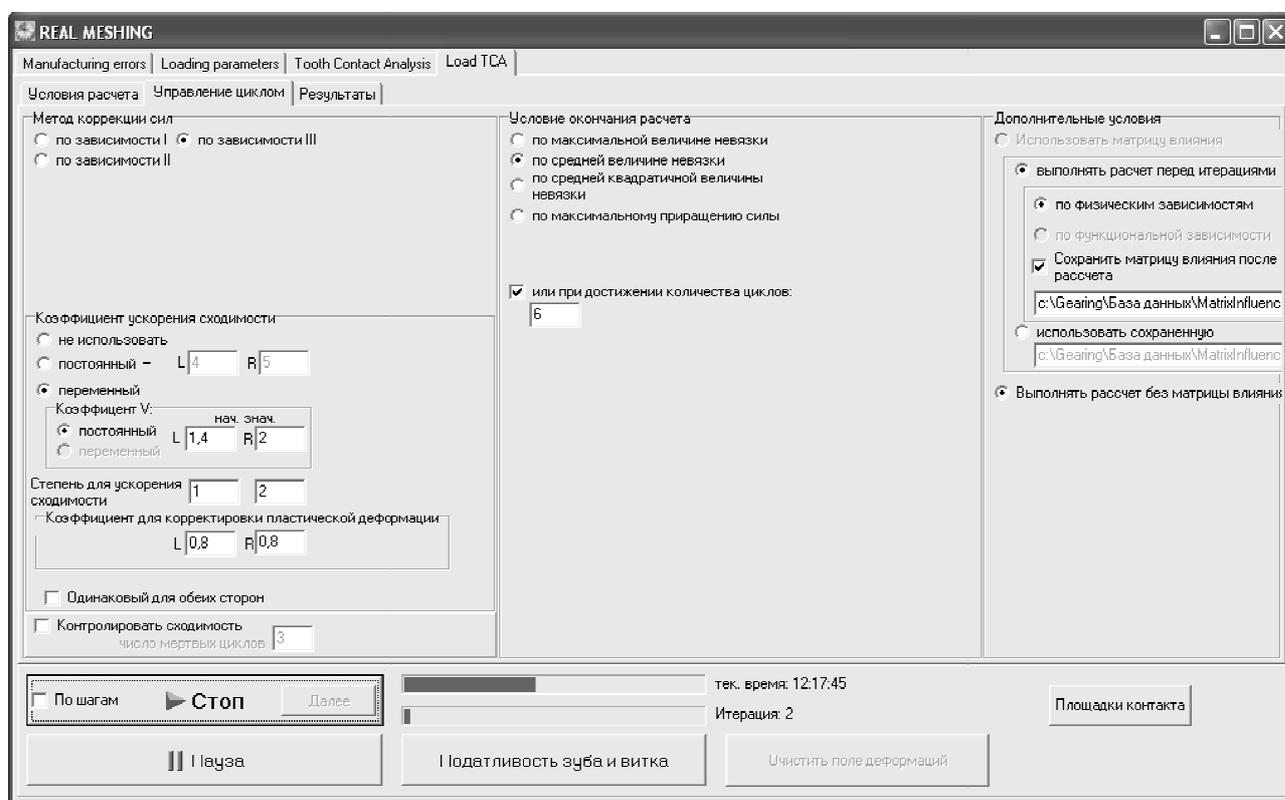


Рисунок 2.5.4 – Интерфейс модуля расчета распределения нагрузки САПР «SPDIAL+»: группа опций «Управление циклом»

3) Результаты

Результаты работы программы записываются в текстовые файлы, которые затем обрабатываются с помощью MS Excel или в пакете прикладных программ «MATLAB», либо в специальную базу данных на основе MS Access. При этом предусмотрена возможность хранения итоговых результатов или же для каждой итерации (используется по большей части для отладки). Дополнительно

выбирается набор тех данных, которые сохраняются по ходу расчета. Основными из них (на что нацелен весь этот алгоритм) являются расположение мгновенных площадок контакта и их размеры, величины распределенных по ним нагрузок и удельным давлениям, суммарные величины нагрузок, передаваемых в каждой площадке контакта, величина сближения тел и величины перемещений боковых поверхностей в каждой ячейке.

Индикатор расчета и счетчик числа циклов позволяет следить за ходом выполнения расчета.

В отдельном окне (рисунок 2.5.6) возможно вывести положение мгновенных площадок контакта на развертке боковой поверхности спироидного колеса, с выделением цветом области упругого и упруго-пластического контакта. При этом мгновенные площадки контакта, образованные на разных зубьях и в разных фазах, проецируются на одну развертку – рисунок 2.4.5.

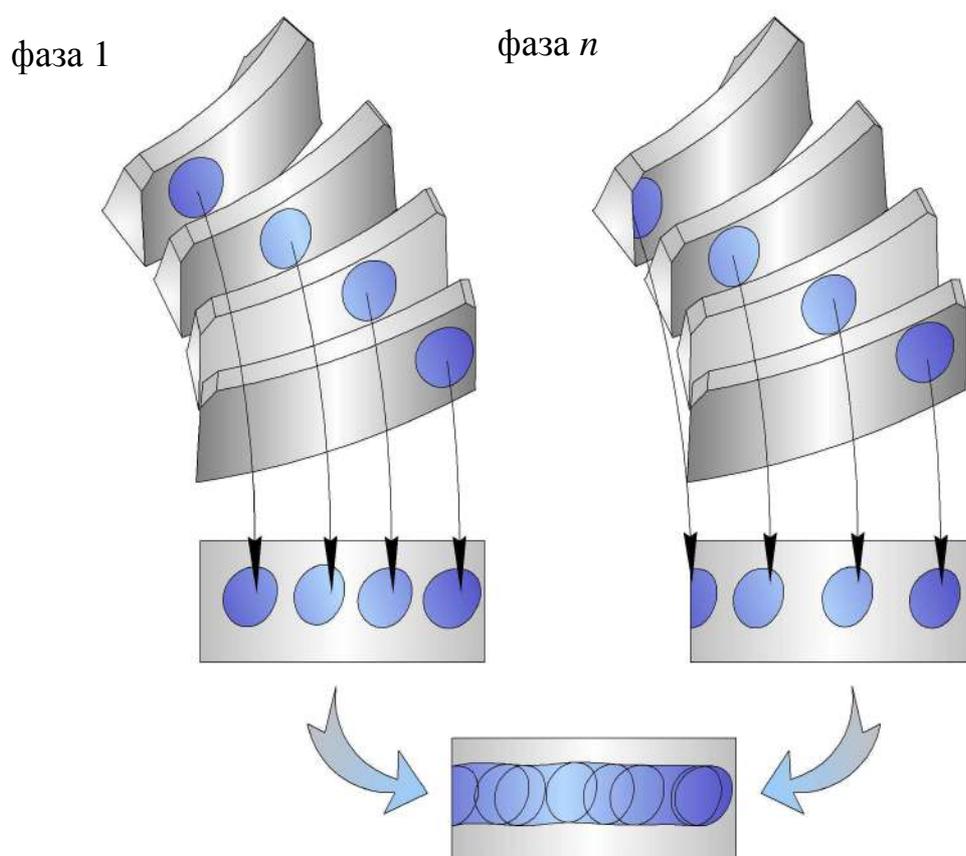


Рисунок 2.5.5 – Положение мгновенных площадок контакта на развертке зуба спироидного колеса

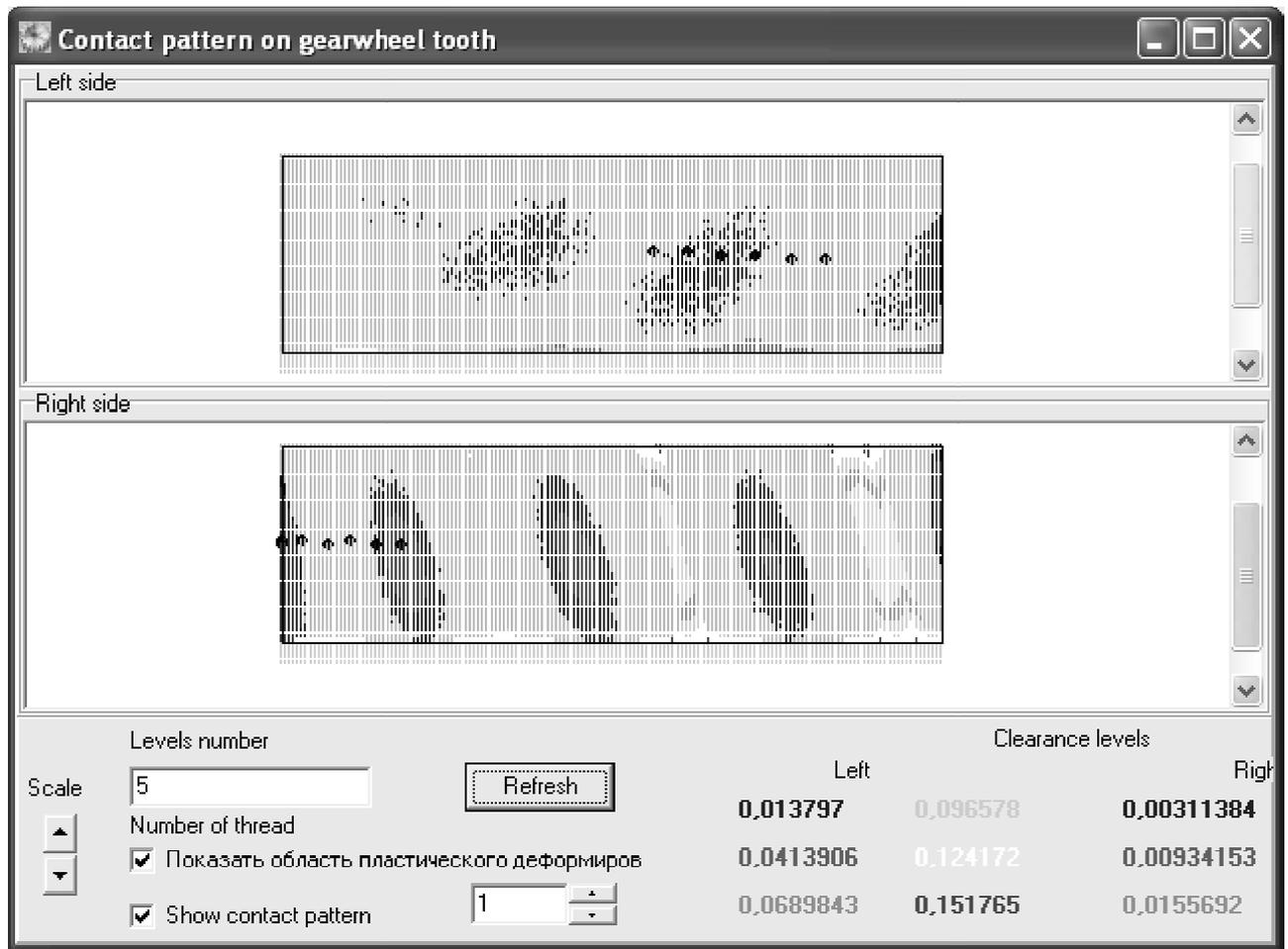


Рисунок 2.5.6 – Интерфейс модуля расчета распределения нагрузки САПР «SPDIAL+»: группа опций «Результаты», положение мгновенных площадок контакта

2.6 Проверка работоспособности алгоритма

Для проверки работоспособности алгоритма, была проведена серия расчетов распределения нагрузки на примере спироидной передачи с локализованным контактом, применяемой в редукторе РЗА-С-2000, основные параметры передачи были показаны выше в таблице 2.4.1. Расчет проведен для двух фаз зацепления, в первой мгновенные площадки контакта выходили на кромки спироидного колеса (рисунок 2.6.6) (на пятку и носок зуба спироидного колеса), во второй они не выходили на кромки колеса (рисунок 2.6.7). Передача нагружалась наибольшим и пиковым вращающим моментом. Критерием сходимости алгоритма применялось условие, что основные переменные, такие как сближение поверхностей, невязка, максимальное давление в ячейке, будут незначительно изменяться на протяжении нескольких итераций. В качестве критерия точности расчета принималось средняя величина невязки – 1 мкм, что соответствует углу поворота колеса 0,00001 рад. Результаты расчета приведены в таблице 2.6.1 и рисунках 2.6.1- 2.6.12. На рисунках 2.6.6, 2.6.7, 2.6.12 представлены мгновенные площадки контакта на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса в одной из фаз работы, где r – радиус спироидного колеса, h – высота зуба спироидного колеса (0 – впадина), кружок – ячейки первого типа, точка – ячейки второго типа, плюс – ячейки третьего типа.

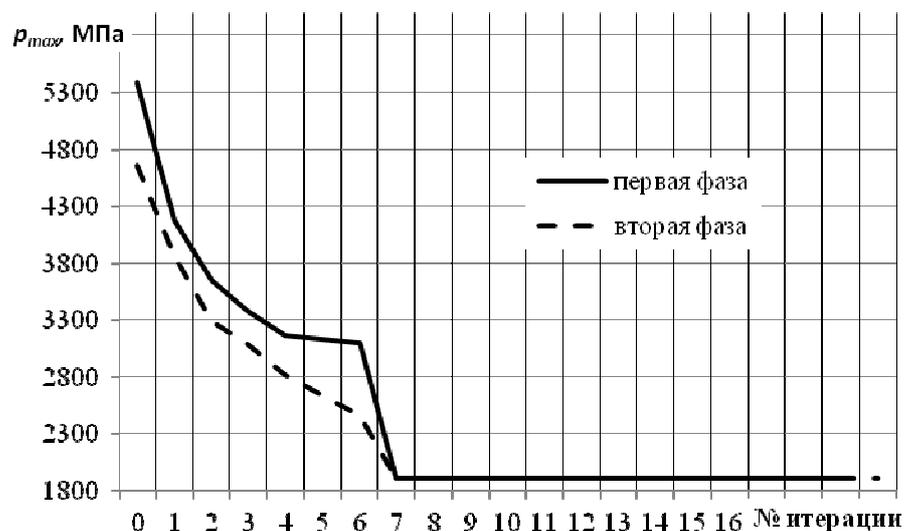


Рисунок 2.6.1 – Изменение максимального контактного давления при $T_2=4000$ Нм

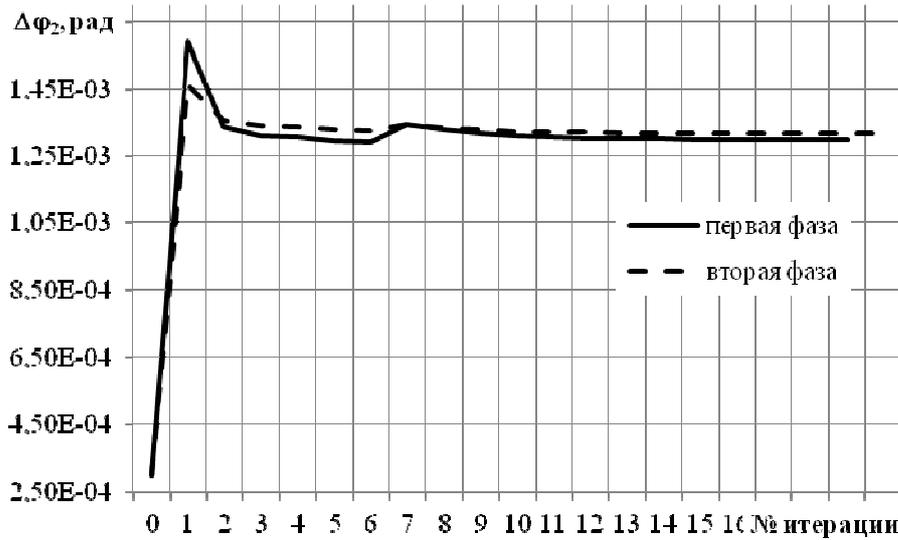


Рисунок 2.6.2 – Изменение величины сближения поверхностей при $T_2=4000$ Нм



Рисунок 2.6.3 – Изменение величины невязки при $T_2=4000$ Нм

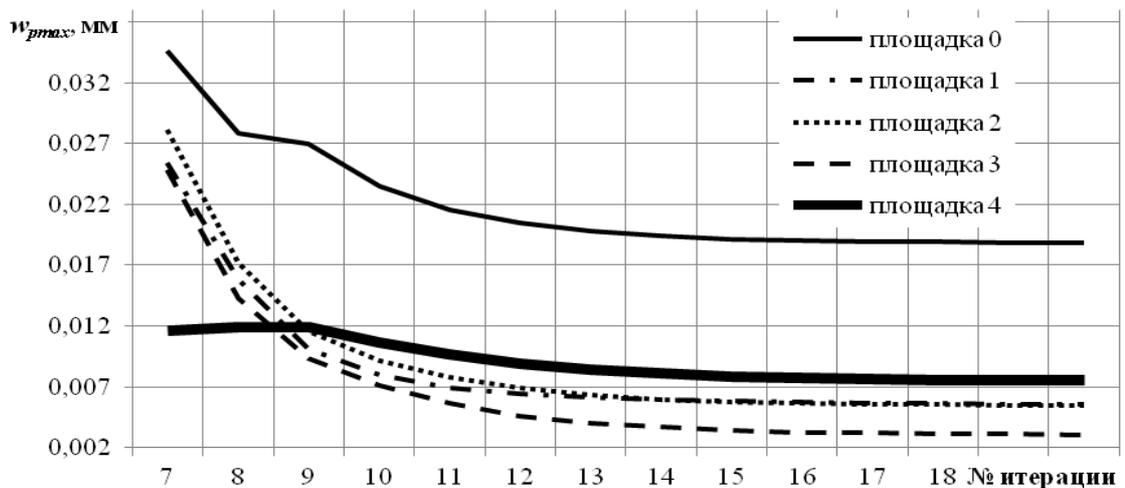


Рисунок 2.6.4 – Изменение величины максимального пластического перемещения в площадках на первой фазе зацепления при $T_2=4000$ Нм

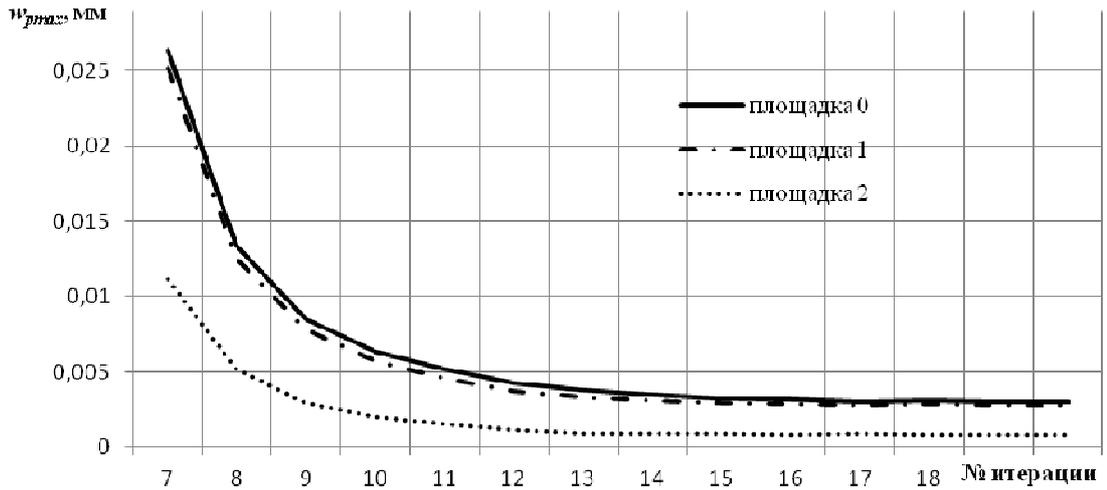


Рисунок 2.6.5 – Изменение величины максимального пластического перемещения в площадках на второй фазе зацепления при $T_2=4000$ Нм

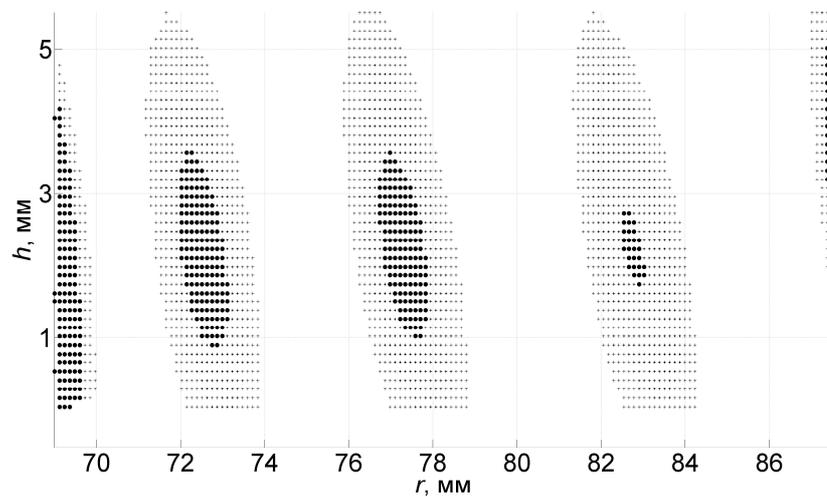


Рисунок 2.6.6 – Положение мгновенных площадок контакта на первой фазе зацепления при $T_2=4000$ Нм

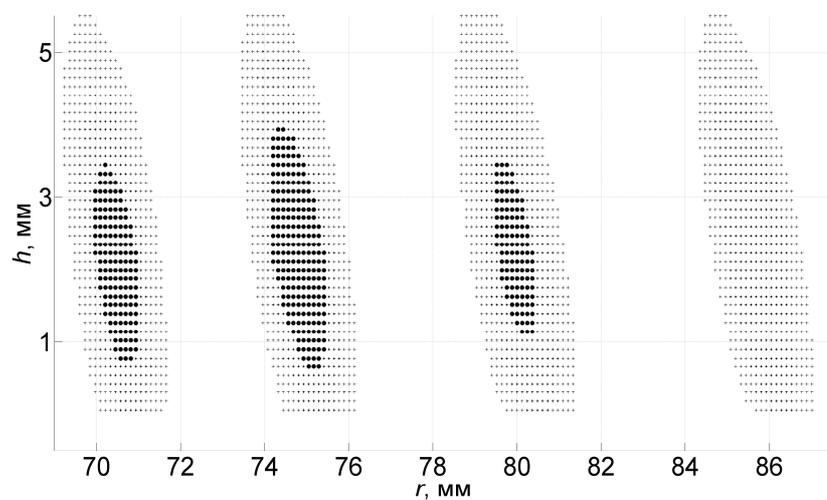


Рисунок 2.6.7 – Положение мгновенных площадок контакта на второй фазе зацепления при $T_2=4000$ Нм

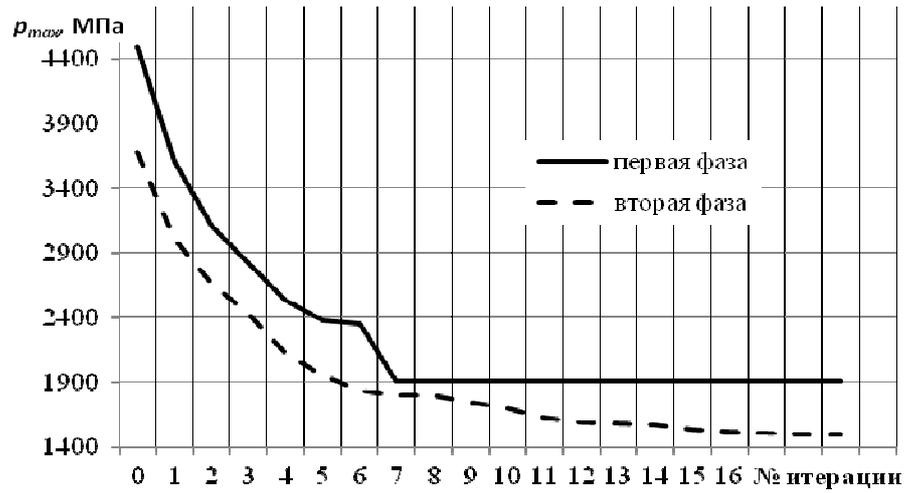


Рисунок 2.6.8 – Изменение максимального контактного давления при $T_2=2000$ Нм

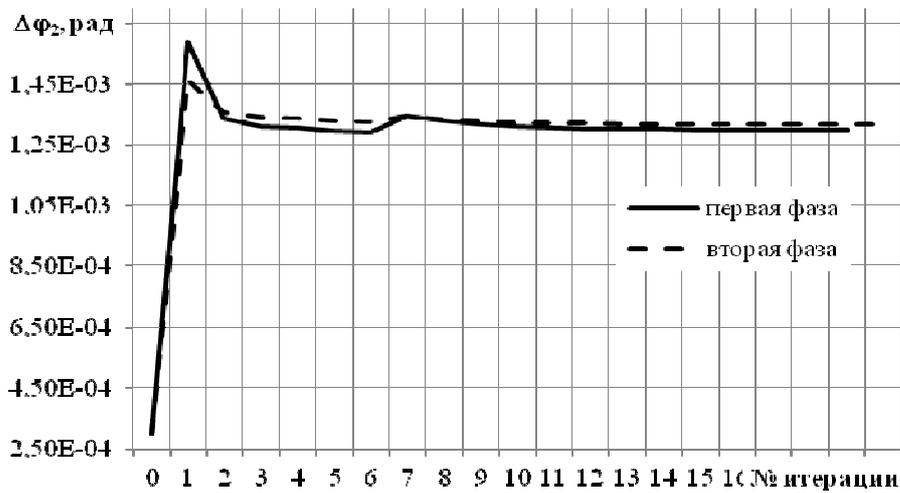


Рисунок 2.6.9 – Изменение величины сближения поверхностей при $T_2=2000$ Нм



Рисунок 2.6.10 – Изменение величины невязки при $T_2=2000$ Нм

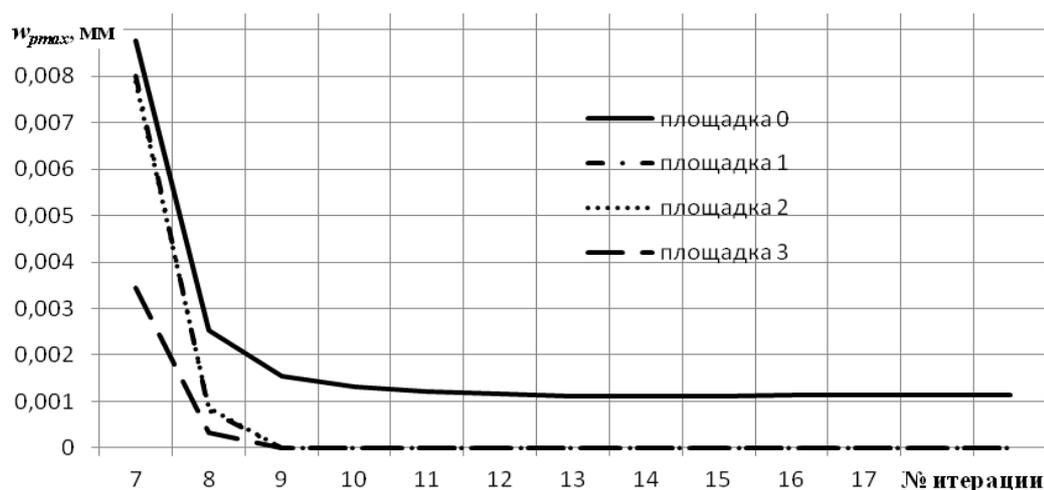


Рисунок 2.6.11 – Изменение величины максимального пластического перемещения в площадках на первой фазе зацепления при $T_2=2000$ Нм

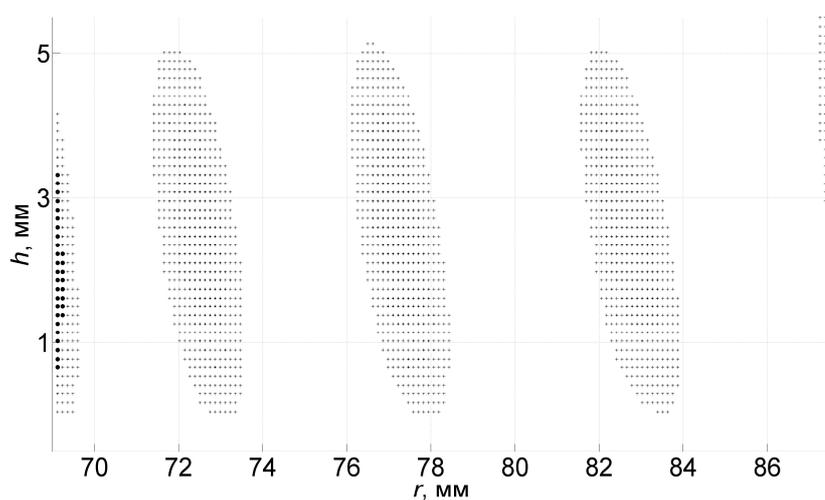


Рисунок 2.6.12 – Положение мгновенных площадок контакта на первой фазе зацепления при $T_2=2000$ Нм

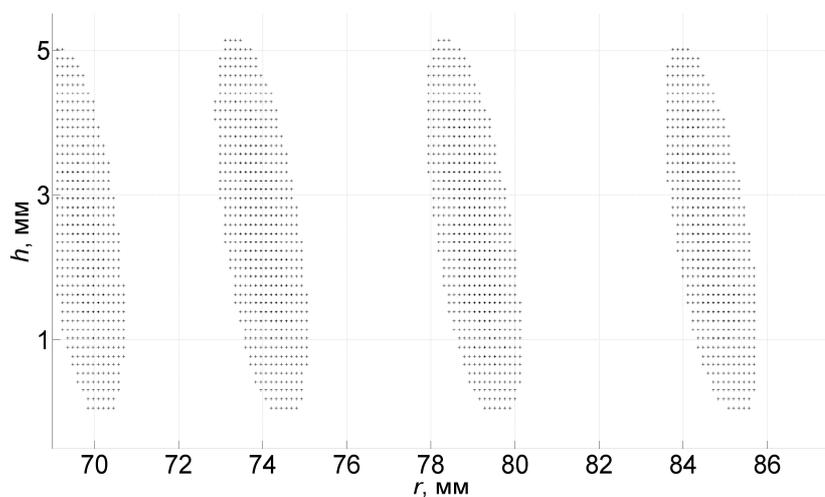


Рисунок 2.6.13 – Положение мгновенных площадок контакта на второй фазе зацепления при $T_2=2000$ Нм

Таблица 2.6.1 – Результаты анализа сходимости алгоритма

T_2 , Нм	Число итерации		$\Delta\varphi_2$, рад		$ \xi _{\max}$, рад		$ \xi _{cp}$, рад		Кол. ячеек, шт.	
	фаза									
	1-ая	2-ая	1-ая	2-ая	1-ая	2-ая	1-ая	2-ая	1-ая	2-ая
4000	19	20	1,30E-03	1,32E-03	1,70E-05	1,90E-05	2,28E-06	2,37E-06	2542	2764
2000	19	19	8,11E-04	8,02E-04	6,27E-06	5,73E-06	2,43E-06	2,04E-06	1848	2051

Проанализировав полученные данные, можно с уверенностью сказать, что предложенный алгоритм расчёта НДС многопарной спироидной передачи с учетом упруго-пластического характера контакта работает и сходится к единственному решению за приемлемое количество циклов. Разработанный программный комплекс позволяет предоставить результаты в удобной форме для дальнейшего анализа.

При этом можно выделить два основных критерия, свидетельствующих о перегруженности передачи:

- величина пластического перемещения достигает наперёд заданного допустимого значения; этот случай, по сути, соответствует физическому ограничению пластичности материалов зубьев;

- область D достигла максимально возможного размера (занимает все участки зубьев, которые могут вступить в контакт), вся заполнена ячейками первого типа, дальнейшее увеличение величины сближения ($\Delta\varphi_2$) не приводит к увеличению области D , а сумма моментов, передаваемых каждой отдельной ячейке, не достигла заданного момента (T_2); в этом случае практически всегда величина пластического перемещения превосходят допустимые, но, кроме того, сама передача оказывается настолько сильно перегруженной, что первое нагружение зубьев ведёт к полному смятию и разрушению последних.

Предложенный алгоритм, в первую очередь, ориентирован на статическое нагружение и результатом его работы являются:

- данные о нагружении каждой из пар зубьев, которые являются основой для оценки статической прочности последних;

- величина расчётного пластического перемещения, которая может быть

соотнесена с допустимой для материалов контактирующих звеньев.

Пластическое деформирование контактных поверхностей может появиться и при относительно длительном (не мгновенном) действии нагрузки. Строго говоря, в процессе скольжения волна упруго-пластического деформирования существенно несимметрична даже для индентора с симметричной формой (сферы или эллипсоида): с одной её стороны имеется зона, ещё не подвергшаяся пластическому деформированию, с другой – зона с остаточной деформацией, что оказывает влияние на величины контактного сближения и остаточной деформации (рис. 2.6.14) [34]. При анализе многопарного контакта в нескольких фазах зацепления предложенным методом получается множество статических площадок смятия (в общем случае на поверхностях обоих звеньев), которые для получения суммарного пятна смятия следует выгладить (интерполировать и экстраполировать, как бы найти их огибающую) – см. рисунок 2.6.15.

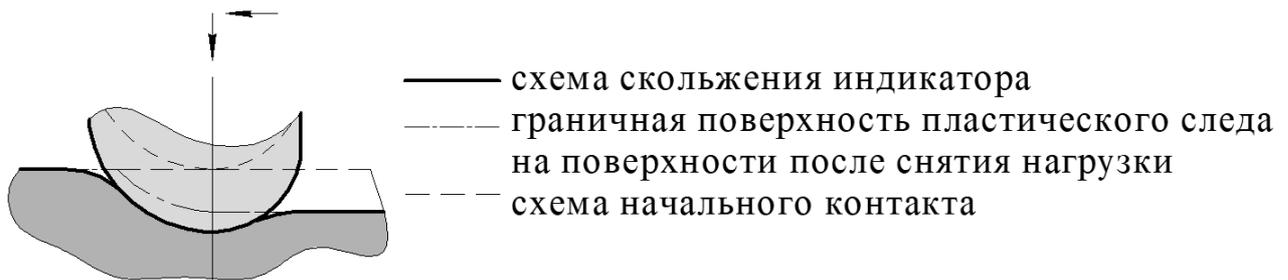


Рисунок 2.6.14 – Определение суммарного пятна смятия

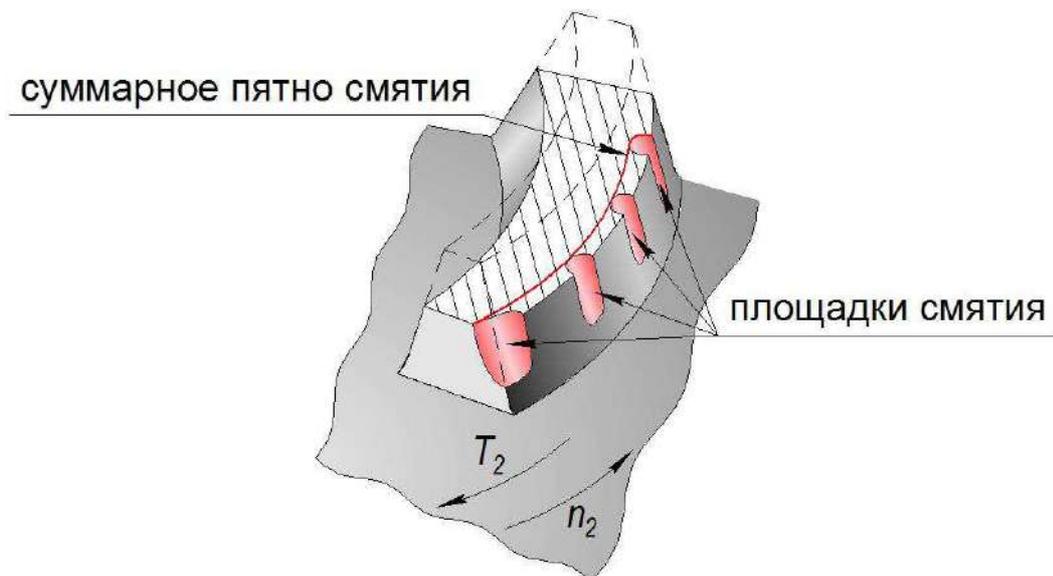


Рисунок 2.6.15 – Определение суммарного пятна смятия

Получаемые таким образом пластические перемещения боковых поверхностей оказываются несколько заниженными в сравнении со случаем анализа упруго-пластического НДС тел со скольжением [34]. Уточнение перемещений и, соответственно, распределения нагрузки может быть получено повторным «проходом» – расчётом НДС с учётом рассчитанных в первом приближении пластических перемещений. Критериями останова таких «проходов» является малость приращений главных интересующих нас величин – суммарных моментов, передаваемых площадками контакта и наибольших пластических перемещений.

Рассмотрена ситуация правильно или почти правильно спроектированной передачи, когда пластические перемещения невелики и не прогрессируют при работе передачи. В то же время и в натуре, и в расчёте могут возникнуть различные сочетания недопустимого перегрузения передачи. Выделим два варианта, соответствующих наиболее опасным случаям.

Вариант нагружения 1. Действует один длительно действующий (во введённых понятиях – наибольший) вращающий момент, незначительно отличающийся (в алгоритме – вовсе не отличается) от стартового (пикового). В этом случае максимум пластического перемещения перемещается по контактными поверхностям вместе с контактными площадками, необратимо меняя их (меняя координаты точек, "утапливая" точки в "тело зуба").

Вариант нагружения 2. За время цикла нагружения действуют два вращающих момента: наибольший и пиковый, при этом наибольший вращающий момент существенно меньше пикового, действующего статически. В этом случае необходимо произвести расчет упруго-пластического контакта, определяющий положение площадок пластического смятия и величину этого смятия при действии пиковой нагрузки в одной из фаз зацепления (наиболее напряженной), и, в дальнейшем, произвести расчет упруго-пластического контакта при действии наибольшей нагрузки в нескольких фазах, аппроксимируя полученные результаты.

Выделим варианты развития появления и развития пластической деформации:

– пластическое перемещение появилось «в первый раз» нагружения и его

величина больше допустимой, что, в свою очередь, может привести к перенаклёпу, разупрочнению материала, появлению микротрещин, микроразрывов и явных сколов по примеру тех, что показаны на рисунке 1.1.9;

– пластическое перемещение, появившееся при нагружении «в первый раз» оказалось меньше допустимого, но оно продолжается на последующих этапах нагружения и превосходит допустимое, что свидетельствует о перегрузке передачи;

– приращение пластического перемещения уменьшается с каждым новым нагружением, суммарное пластическое перемещение сходится к некоторой величине меньше допустимой; это свидетельствует об успешной приработке передачи, компенсирующей фактор концентрации контактных напряжений (например, огранки или чрезмерной локализации контакта).

Блок схема предложенного общего алгоритма приведена на рисунке 2.6.16.

Проведена серия расчетов распределения нагрузки на примере спироидной передачи тяжело нагруженного низкоскоростного редуктора РЗА-С-32000 с моделированием погрешности винтовой линии 300 мкм. Параметры передачи приведены в таблице 2.6.2.

На рисунках 2.6.17, 2.6.18 представлены данные изменения вращающего момента и давления в мгновенных площадках контакта на разных последовательных этапах (аппроксимациях) определения суммарного пятна контакта.

Как можно заметить, при изменении вращающего момента, передаваемого отдельной мгновенной площадкой контакта, происходит выравнивание максимальных расчетных контактных напряжений между мгновенными площадками контакта, передача прирабатывается, уменьшается влияние концентратора напряжения, в данном случае – кромочного контакта на пятке зуба, вызванного погрешностью винтовой линии.

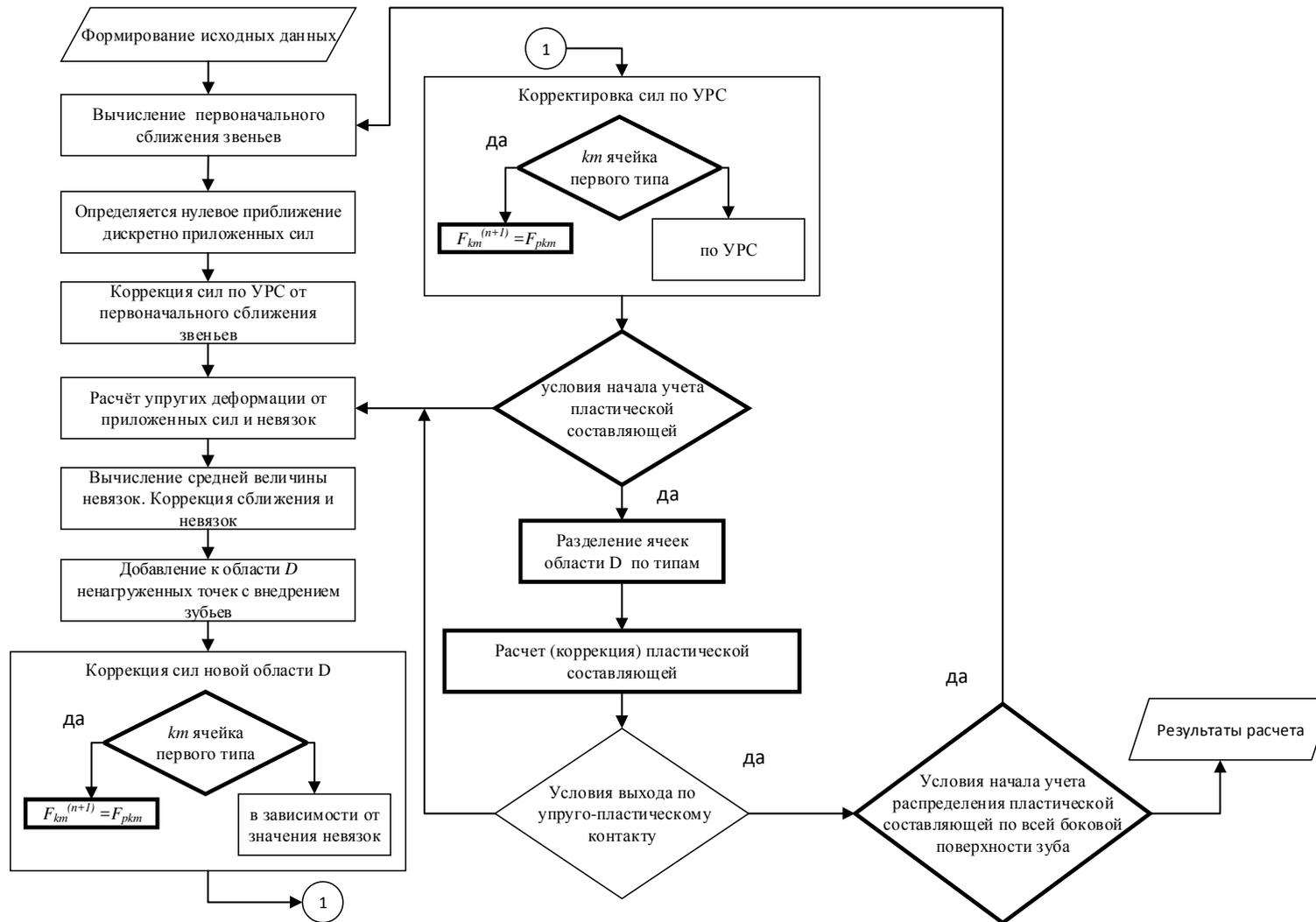


Рисунок 2.6.16 – Блок-схема алгоритма расчета распределения нагрузки

Таблица 2.6.2 – Технические характеристики передачи редуктора РЗА-С-32000

Параметр	Значение
Межосевое расстояние, мм	130
Осевой модуль червяка, мм	5
Число зубьев колеса / число витков червяка	55/1
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	85
Внешний и внутренний диаметры спироидного колеса, мм	400/290
Коэффициенты высоты головки / ножки	1,0
Углы профиля правой / левой боковых поверхностей, град	1,2
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	32000
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	64000
Материал звеньев спироидной передачи / твёрдость поверхности	Сталь 40X / 45...50HRC
Погрешность винтовой линии, мкм	300

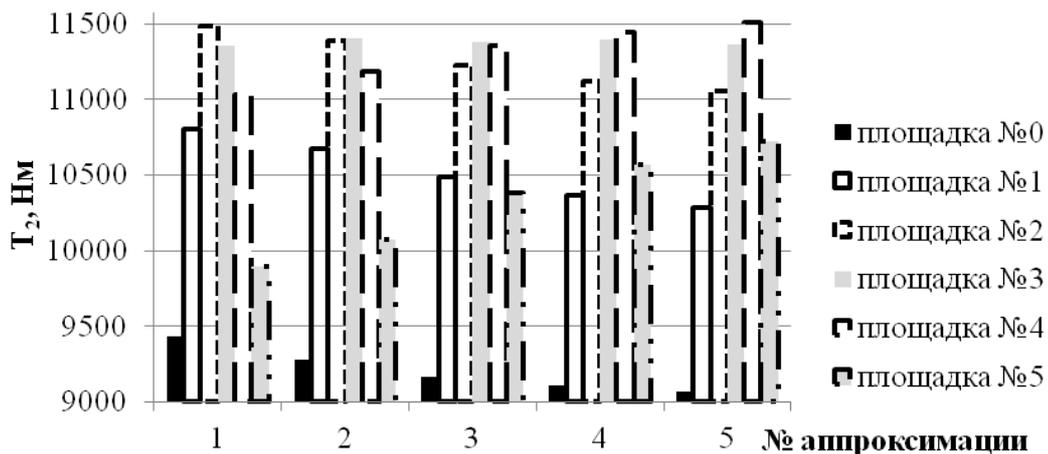
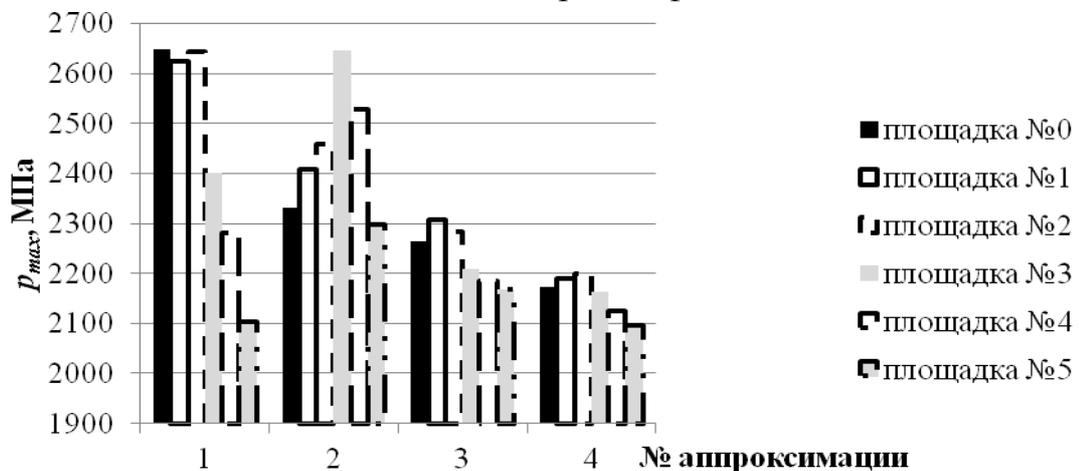


Рисунок 2.6.17 – Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта в выбранной фазе зацепления

Рисунок 2.6.18 – Максимальное расчетное контактное давление (p_{max}) в мгновенных площадках контакта в выбранной фазе зацепления

Выбранные и усовершенствованные модели для расчёта упруго-пластического контакта во многом инвариантны, они могут быть применены не только для спиройдной передачи, но и для других случаев тяжёлого нагружения, при которых поверхности частично претерпевают пластическое деформирование.

Также необходимо отметить, что предложенный алгоритм включает в себя наработки, в том числе и особенности контактирования зубьев в спиройдной передаче, сделанные предыдущими разработчиками Трубачевым Е. С. и Кузнецовым А. С., в частности, возможность учета погрешностей изготовления, монтажа и возможных упругих перемещений конструкции редуктора в целом (прогибов валов).

Главными научными результатами, описанными во второй главе, являются:

1 Предложен метод расчета распределения нагрузки в спиройдной передаче с учетом упруго-пластического характера контакта; при этом в области контакта выполняются условия совместности перемещений ячеек, дискретно представленных боковых поверхностей витков червяка и зубьев колеса, условие равновесия заданного момента и суммы моментов от приложенных в ячейках сил, а характер деформирования ячеек (упругий или упруго-пластический) определяется по наперёд заданным уровням нагружения, зависящим от свойств материалов зубьев и микрогеометрии поверхностей.

2 Разработан реализующий предложенный метод итерационный алгоритм, в котором, по ходу выполнения итераций, последовательно уточняются области упругого и упруго-пластического контакта, контактного сближения, величины дискретно приложенных сил и пластической деформации. Предложенный алгоритм в сравнении с алгоритмом Е. С. Трубачева 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-пластических перемещений микронеровностей (шаг 4);

- в выражение для корректировки сил добавлен коэффициент $\tau_{c\ km}$, позволяющий ускорить сходимость алгоритма; при этом поправка к силе, приложенной в km -й ячейке, оказывается тем большей, чем больше отличие невязки ($\zeta_{km}^{(n)}$) в этой ячейке от средней невязки ($\xi^{(n)}_{cp}$) 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, что позволило установить рациональный диапазон для выбора параметра V_c – от 1 до 2.

3 Предложенный алгоритм оценки статической нагруженности реальных спироидных передач реализован в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спироидных передач САПР «SPDIAL+».

3 Проверка метода и алгоритма анализа упруго-пластического контакта в спироидных передачах

Выше мы показали, что алгоритм сходится к решению, и настроили его для этого – определили приёмы, обеспечивающие сходимость. В настоящей главе покажем, что получаемое решение соответствует реальному упруго-пластически нагруженному контакту в спироидной передаче – по сути, выполним проверку предложенного метода и алгоритма анализа на основе специального экспериментального исследования. Предпочтительным для этого является прямое моделирование нагруженного состояния непосредственно на передачах – например, в редукторах ТПА при действии нагрузок, близких к их паспортным наибольшим и пиковым. Однако, как показал предварительный анализ, ожидаемое пластическое перемещение может оказаться слишком малым (0,001...0,01 мм) для достаточно точной фиксации и последующей оценки влияния уровня нагружения. Это потребовало проведения двух серий моделирования:

- первая – на упрощенных физической и численных моделях, которые позволили предварительно оценить, как было сказано выше, величину пластического перемещения, характер ее распределения по площадке контакта;

- вторая – на натуральных образцах; в качестве натурального образца использовалась спироидная передача, в которой для обеспечения возможности контролировать степень нагружения заданных участков зуба и повторяемости исследования, была введена доминирующая погрешность.

Выполнение первой серии позволило корректно спланировать вторую серию исследований, в частности подобрать нагрузку, геометрические характеристики нагружаемой передачи, способ измерения перемещений.

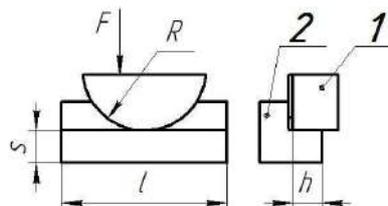
Проверку будем проводить, сравнивая расчётные и действительные параметры:

- величину пластического перемещения;
- площадь пятна пластического деформирования;
- форму и положение пятна пластического деформирования.

3.1 Проверка на упрощенных моделях

Применение упрощенных моделей для эксперимента является распространенным приемом, поскольку это позволяет значительно сократить временные и финансовые затраты на изготовления образцов, уменьшить влияние сторонних факторов или вообще их исключить и обеспечить повторяемость условий эксперимента [4, 21, 100]. В качестве основы для физической модели был взят метод роликовой аналогии, в котором одно из тел представляет собой ролик с радиусом, равным приведенному радиусу кривизны (R), а второе тело плоское. Длина ролика и, соответственно, линии его контакта с плоскостью выбрана равной длине контактной линии, рассчитанной в САПР «SPDIAL+» для передачи (о которой будет сказано ниже). Таким образом, на первом этапе мы моделируем однопарный контакт (одну площадку контакта), исключая влияние распределения нагрузки между разными парами зубьев.

В качестве нагрузки выберем пиковую, которая действует очень ограниченный промежуток времени и при этом выходное звено передачи проворачивается на малый угол (менее 1° – фактически приводимый запорный орган не двигается, а промежуточные детали упруго деформируются, после его страгивания нагрузка падает), поэтому можно считать, что в предложенной модели нагрузку следует прикладывать статически. Для исключения влияния макронеровностей обеспечено отклонение от плоскостности и от круглости контактирующих поверхностей $0,006$ мм, а для исключения влияния микронеровностей выполнена полировка поверхностей до параметра шероховатости Ra $0,08$ мкм. Общая схема модели представлена на рисунке 3.1.1.



поз.1 – элемент, имитирующий виток спироидного червяка, поз. 2 – элемент, имитирующий зуб спироидного колеса, R – радиус ролика, s – толщина зуба, l – длина зуба, h – высота зуба, F – сила, действующая в контакте

Рисунок 3.1.1 Упрощенная модель однопарного контакта

Для определения площади, сравнения формы и положения площадок контакта производилась фотофиксация. В дальнейшем площадь площадки пластического деформирования на элементе 2 упрощенной модели (см. рисунок 3.1.1) определялась в графическом редакторе. Для этого изображение помещалось в графический редактор и оценивалось число пикселей более темных областей (пятна пластического деформирования). Далее, при известной плотности рассматриваемого изображения и количестве точек определялась площадь пятна пластического деформирования [54]. Полученные значения площадей пятен пластического деформирования заносились в таблицу 3.1.3. Для сравнения положения и формы изображения площадок пластического деформирования накладывались друг на друга в графическом редакторе: изображение, полученное в системе ANSYS (область, обозначенная как – sticking), и изображение, полученное в пакете прикладных программ «MATLAB» на основании результатов численного моделирования. Далее определялись пластически деформированные точки (ячейки), которые вышли за пределы пятен деформации, полученных на натурном образце. Результаты – количество этих ячеек – занесены в таблицу 3.1.3. Поскольку эксперимент на физических моделях проводился не для всех образцов, и измеряемые величины сопоставимы с погрешностью измерения, то сравнивать будем как данные, полученные при эксперименте, так и с помощью САПР «SPDIAL+», с данными, полученными в системе ANSYS.

Эксперимент выполнялся на статической разрывной машине Instron модель 5982. Основные её характеристики:

- статическая нагрузка – до 100 кН;
- разрешение сервопривода по перемещению – 0,08 мкм;
- погрешность измерения перемещения – $\pm 0,05\%$ от измеряемой величины;
- скорость перемещения индентора – от 0,005 до 1016 мм/мин;
- погрешность скорости привода – $\pm 0,05\%$ от установленной.

Измерения величины пластической деформации проводились:

- индикатором «ЧИЗ ИРБ 0-02 0,002». Основные его характеристики:
 - шаг измерений 0,002;

- погрешность 0,004 мкм;
- диапазон измерений 0-2 мм;
- диаметр циферблата 30 мм;
- «Измерителем шероховатости TR200». Основные его характеристики:
 - способ контроля – индукционный;
 - диапазон измерений – 160 мкм;
 - радиус кончика пера – 5 мкм;
 - материал пера – алмаз;
 - сила прижима при измерении – 4 мН (0,4 гс);
 - угол заточки кончика пера – 90°;
 - радиус кривизны скользящего элемента – 45 мм;
 - относительная погрешность измерений, не более – $\pm 10\%$;
 - разброс отображаемых результатов измерений, не более – 6%;
 - базовая длина / отсечка шага – автоматическая, 0,25 мм, 0,8 мм, 2,5 мм;
 - диапазон измерений дискретность

Автоматический	0,01 мкм ~ 0,04 мкм
± 20 мкм	0,01 мкм
± 40 мкм	0,02 мкм
± 80 мкм	0,04 мкм

Численное моделирование проводилось:

- с использованием САПР «SPDIAL+», в которой был реализован предложенный нами метод. Результаты численного моделирования обрабатывались в пакете прикладных программ «MATLAB» в котором были написаны подпрограммы для обработки и представления результатов расчета в удобном для анализа виде;
- с использованием системы ANSYS.

Для проведения численного моделирования МКЭ в системе ANSYS были выполнены 6 шагов:

1. Построение 3D моделей физически нагружаемых элементов – ролика и плоского элемента.

2. Задание свойств материалов деталей из библиотеки системы с коррекцией под условия эксперимента; результаты задания сведены в таблицу 3.1.1.
3. Задание схемы закрепления и нагружения деталей (рисунок 3.1.2).
4. Задание сопряжения взаимодействующих поверхностей.
5. Разбиение тел на конечные элементы с их сгущением в области контакта (рисунок 3.1.3).
6. Непосредственно расчет.

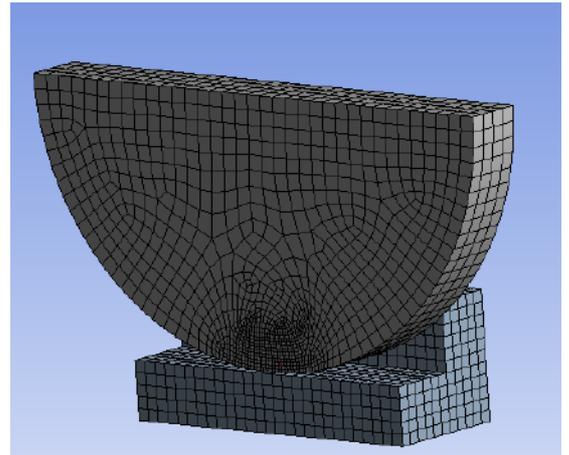
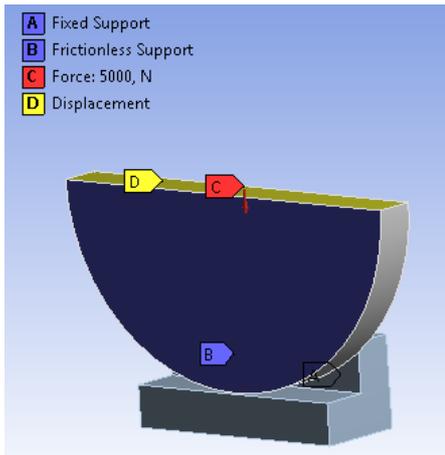


Рисунок 3.1.2 – Модель нагружения и закрепления

Рисунок 3.1.3 – Сетка конечных элементов

Основные исходные данные, результаты эксперимента и численного моделирования контакта приведены в таблицах 3.1.1-3.1.3 и рисунке 3.1.4.

Таблица 3.1.1– Исходные данные для эксперимента

№	R , мм	l , мм	h , мм	s , мм	HRC {HB} (поз. 1/2)	F , Н
1	30	40	7	8	52/57	20000
2	30	40	7	8	32/23	20000
3	30	40	7	8	52/{143}	20000
4	35	42	10	10	52/57	17793
5	17	20	8	8	52/57	3500
6	37	44	8	8	52/57	39900
7	37	44	8	8	52/57	5000

Таблица 3.1.2 – Значение величин пластического деформирования в площадке

№	Эксперимент		Моделирование САПР «SPDIAL+»			Моделирование системе ANSYS			$\Delta w_{AЭ}$, МКМ	Δw_{AS} , МКМ
	$\Delta\varphi$, МКМ	w_{pmax} , МКМ	$\Delta\varphi$, МКМ	w_{pmax} , МКМ	p , МПа	$\Delta\varphi$, МКМ	w_{pmax} , МКМ	p , МПа		
1	99	– ¹⁾	98	5	2300	100	6	2400	– ¹⁾	1
2	95	24	96	27	2300	95	26	2400	2	-1
3	105	60	109	65	2300	110	69	2400	9	4
4	– ²⁾	– ²⁾	83	12	2800	85	10	2791	– ²⁾	-2
5	– ²⁾	– ²⁾	22	0	1900	20	0	1900	– ²⁾	0
6	– ²⁾	– ²⁾	41	55	3000	39	50	2520	– ²⁾	-5
7	– ²⁾	– ²⁾	15	0	900	14	0	883	– ²⁾	0

Примечания

¹⁾ Величина пластической деформации мала для измерения.

²⁾ Эксперимент не проводился.

$\Delta\varphi$ – сближение элементов упрощенной модели; w_{pmax} – величина максимальной пластической деформации в площадке контакта; p – расчетное давление в площадке контакта; $\Delta w_{AЭ}$ (Δw_{AS}) – разность величин, полученных в системе ANSYS с экспериментальными (и полученных в САПР «SPDIAL+»).

Таблица 3.1.3 – Значения площади и параметра характеризующего положения площадки контакта

№	$S_Э$, мм ²	S_S , мм ²	S_A , мм ²	$\Delta_{AЭ}$, %	Δ_{AS} , %	j_{AS} , шт	j_S , шт	Δj_S , %
1	–	7,1	7,8	16,7	9,0	25,0	275	9,1
2	15,5	16,4	16,1	3,7	1,9	50,0	634	7,9
3	24,2	25,1	25,9	6,6	3,1	150,0	971	15,4
4	–	11,9	10,9	–	9,2	35,0	460	7,6
5	–	0,0	0,0	–	0,0	0,0	0	0,0
6	–	25,9	24,7	–	4,9	190,0	1002	19,0
7	–	0,0	0,0	–	0,0	0,0	0	0,0

Примечание – $S_Э$ (S_S , S_A) – площадь площадки пластического деформирования, полученная в ходе эксперимента (в САПР «SPDIAL+», в системе ANSYS);

j_{AS} – число несовпадающих ячеек площадки, полученной в системе ANSYS с площадкой, полученным в ходе численного моделирования в САПР/АСНИ «SPDIAL+»; j_S – суммарное число ячеек 1-го типа, шт; Δ_S , Δj_S – процент несовпадения величин, полученных в системе ANSYS и полученных в САПР «SPDIAL+».

A: Static Structural
 Status
 Type: Status
 Time: 1
 05.06.2019 17:55

■ Over Constrained
■ Far
■ Near
■ Sliding
■ Sticking

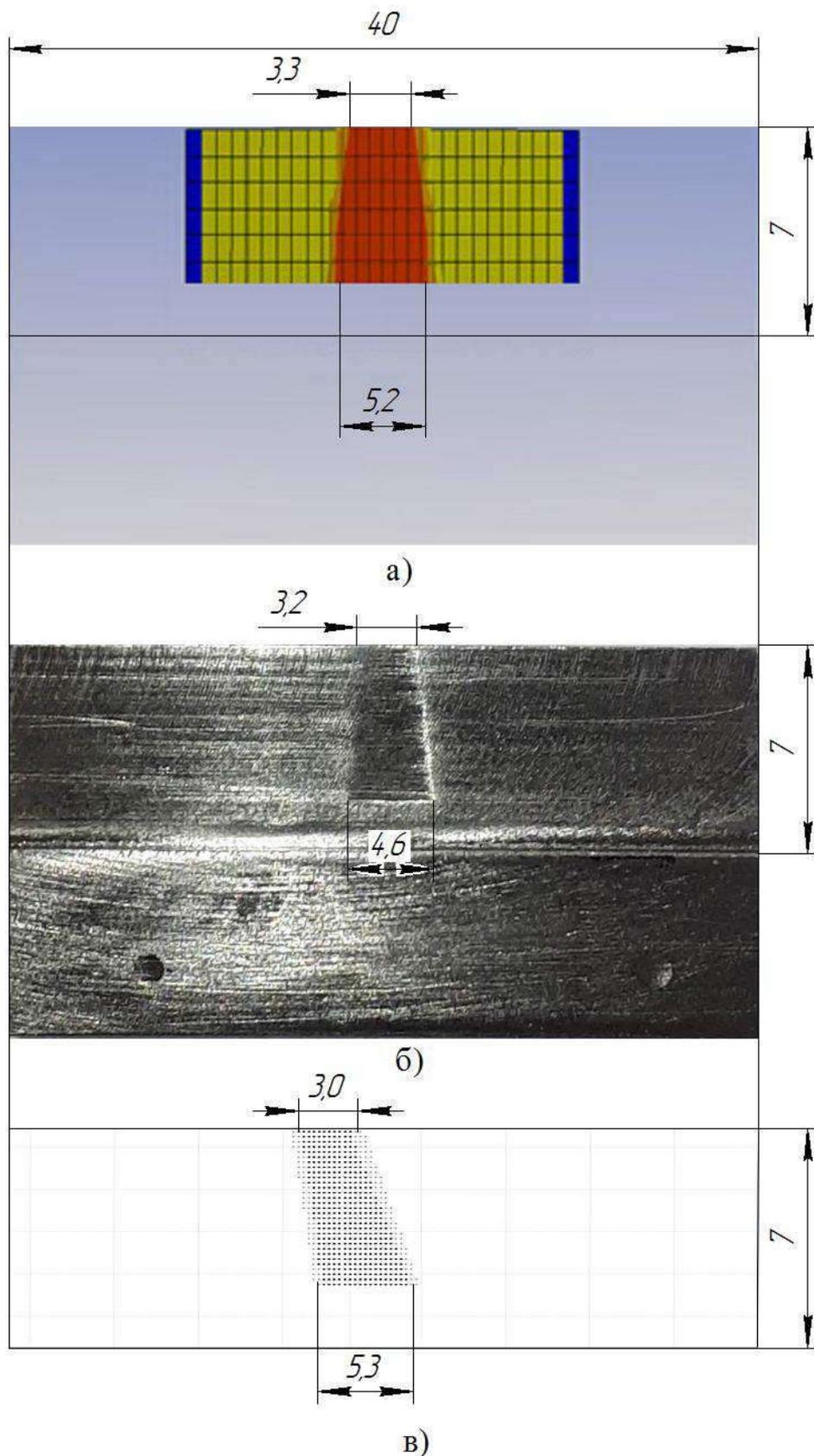


Рисунок 3.1.4 – Площадки смятия, получаемые при: а) числовом моделировании в системе ANSYS; б) экспериментальном моделировании; в) числовом моделировании с использованием САПР «SPDIAL+»

Сравнив полученные результаты исследования, можно сказать, что разработанный алгоритм расчёта НДС показывает достоверные результаты:

- расхождение величин пластического перемещения на порядок меньше полученных при эксперименте и оно сопоставимо с погрешностью измерительного инструмента;

- алгоритм корректно реагирует на разные сочетания механических свойств металла зуба и витка (см. эксперименты №1-№3), с уменьшением твердости величина пластической деформации возрастает, как и у элементов упрощенной модели при эксперименте и моделировании в системе ANSYS;

- расхождение площадей пластического деформирования при сравнении данных численного моделирования однопарного контакта в передаче с данными контакта в упрощенной КЭ-модели не превышает 9,0%; при сравнении с данными контакта в физической модели – немного выше, но не превышает 16,7%, что отчасти объясняется относительно малой площадью площадки смятия;

- расхождение формы и расположения пятен пластического деформирования, полученных при численном моделировании, не превышает 19% общего числа ячеек, участвующих в контакте; погрешность объясняется, тем, что контакт в упрощенной модели всё же несколько отличается от контакта в передаче, в котором радиусы кривизны несколько меняются вдоль линии контакта, а сама линия несколько неперпендикулярна основанию зуба (оба эффекта можно видеть на рисунке 3.1.4).

Величина пластического перемещения при действии даже пиковых нагрузок не превышает 0,1 мм, что значительно затрудняет фиксацию результатов при исследовании на натуральных образцах. В связи, с чем было решено на данных образцах вести явный концентратор напряжения для увеличения величины пластического перемещения.

3.2 Проверка на натурном образце передачи

В качестве исследуемого натурного образца использовалась спироидная передача многооборотного редуктора РЗАМ-С-500, технические характеристики которого приведены в таблице 3.2.1, а конструкция – на рисунке 3.2.1.

Таблица 3.2.1 – Технические характеристики редуктора РЗАМ-С-500

Параметр	Значение
Межосевое расстояние, мм	28
Осевой модуль червяка, мм	3,385
Число зубьев колеса / витков червяка	3/22
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	40,5
Внешний и внутренний диаметры спироидного колеса, мм	120/92
Коэффициенты высоты головки / ножки	1/1,1
Углы профиля правой / левой боковых поверхностей, град	26,55/13,96
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	500
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	1000
Материал звеньев спироидной передачи / твёрдость поверхности	Сталь 40X / 45...50 HRC

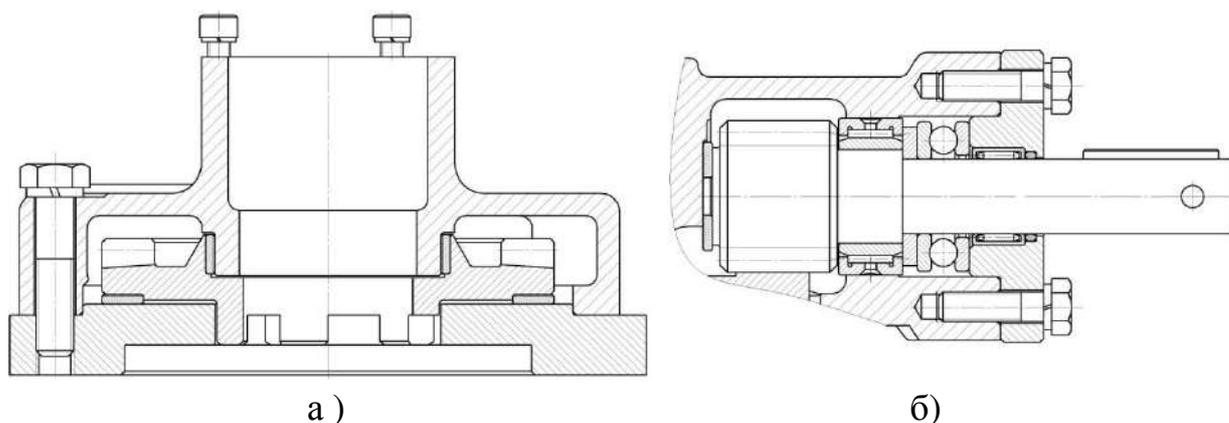


Рисунок 3.2.1 – Разрез редуктора РЗАМ-С-500 по оси колеса а) и оси червяка б)

В реальном зубчатом зацеплении действует несколько факторов, влияющих на нагруженность контакта:

- погрешности зубьев (профиля, шага, толщины, продольной линии);
- погрешности монтажа (которые включают в себя погрешности деталей, базирующих зубчатые колёса, и зазоров между ними);
- тепловые и силовые деформации элементов конструкции;

– изнашивание в сопряжениях деталей, в том числе, боковых поверхностей зубьев.

Возможность учета всех перечисленных факторов встроена в разработанный алгоритм упруго-пластического контакта, который реализован в САПР «SPDIAL+». С одной стороны, не представляет особой сложности взять за натуральный образец для эксперимента передачу с комплексом случайно проявившихся погрешностей, с другой стороны, в группе передач для экспериментальной проверки желательно обеспечить:

- повторяемость условий;
- возможность варьирования степени нагруженности заданных участков зубьев.

В связи с этим, на наш взгляд, целесообразно выделить один фактор, искусственно сделать его доминирующим, обеспечив тем самым выполнение этих условий.

Как известно [86], контакт в спироидном зацеплении малочувствителен к действию многих погрешностей. Поэтому в качестве доминирующей мы выбрали погрешность продольной линии зуба колеса (рисунок 3.2.4) и витка червяка – огранку, с намерением в той или иной степени сконцентрировать нагрузку на ее вершинах. Также для локализации в удобной для измерений области была введена продольная и поперечная модификация боковой поверхностей (заметим, что локализация контакта сама по себе несколько снижает чувствительность зацепления к остальным погрешностям, которые необходимо нивелировать по сравнению с доминирующей).

Экспериментальное исследование состояло из следующих этапов:

– первый этап: на боковых поверхностях зуба спироидного колеса в процессе его нарезания формировалась огранка, которая была искусственно завышена в сравнении с обычно получаемой (степень завышения определяется подачей инструмента в конце нарезания), высота огранки (H_0) измерялась на приборе «Контактомер БВ-5028» индикатором «ЧИЗ ИРБ 0-0,2 0,002», схема измерения представлена на рисунках 3.2.4 и 3.2.5. Также огранка формировалась на боковой поверхности витка спироидного червяка при окончательном формировании боковой по-

верхности резцом с пластинками из твердого сплава (степень завышения определяется радиусом при вершине резца, величиной и направлением подачи). Измерения проводились на универсальном измерительном микроскопе «УИМ-21» (см. рисунок 3.2.8). Далее, измеренные значения использовались в численном моделировании в качестве исходных данных;

– второй этап: редуктор с исследуемой передачей подвергался обкатке в количестве 5 циклов (10 оборотов выходного вала) с моментом вращения указанным в таблице 3.2.4, на стенде ИС15, схема которого представлена на рисунке 3.2.3, а описание его приведено ниже. При этом в ходе экспериментального моделирования, огранка присутствовала только у одного из звеньев передачи, на другом звене огранка искусственным образом не наносилась, а имеющаяся сглаживалась;

– третий этап: повторно измерялась огранка, результаты измерений вместе с результатами численного моделирования заносились в таблицы 3.2.4 и 3.2.6 для дальнейшего анализа.

– четвертый, заключительный этап: производилась фотофиксация полученного пятна пластического деформирования. В дальнейшем площадь пятна пластического деформирования на натурном образце определялась в графическом редакторе. Для этого изображение помещалось в графический редактор и оценивалось число пикселей более темных областей (пятна пластического деформирования). Далее, при известной плотности рассматриваемого изображения и количестве точек определялась площадь пятна пластического деформирования [54]. Полученные значения площадей пятен пластического деформирования заносились в таблицу 3.2.7. Для сравнения положения и формы два изображения пятна пластического деформирования накладывались друг на друга в графическом редакторе: изображение, полученное при фотофиксации и изображение, полученное в пакете прикладных программ «MATLAB» на основании результатов численного моделирования (см. рисунок 3.2.2). Далее определялись точки (ячейки), для которых расчётным путем вычислено пластическое перемещение, и которые вышли за пределы пятен деформации, полученных на натурном образце. Результаты – количество этих точек (ячеек) – занесены в таблицу 3.2.7.



Рисунок 3.2.2 – Сравнение пятен пластического деформирования

Для минимизации влияния погрешностей изготовления остальных деталей, входящих в состав редуктора (корпус, основание, крышка червяка), проводилась выборка этих деталей из серийных образцов предприятия ООО «МИП «Механик», погрешности изготовления которых не превышали 20% от допусков, заданных чертежом. Для примера: чертежом на корпус редуктора оговорены допуски на размеры, определяющие положение передачи (межосевое расстояние, межосевой угол, осевое положение колеса) в пределах 0,1-0,15 мм. Выбран образец корпуса с действительными отклонениями размеров, не превышающими 0,02 мм.

Основные характеристики универсального измерительного микроскопа «УИМ-21» сведены в таблицы: 3.2.2 и 3.2.3.

Таблица 3.2.2 – Технические характеристики микроскопа «УИМ-21»

Пределы измерения длин: – в продольном направлении, мм – в поперечном направлении, мм	0-200 0-100
Пределы измерения углов	360°
Цена наименьшего деления спирального окулярного микрометра, мм	0,001
Цена наименьшего деления шкалы штриховой окулярной головки, минуты	1
Габаритные размеры, мм	1145x1060x705

Таблица 3.2.3 – Параметры точности микроскопа «УИМ-21»

Проекционный (тенево́й) метод	
Измерение длин на плоском столе в продольном направлении, мкм	$\pm(3+L/30+h_1L/4000)$
Измерение длин на плоском столе в поперечном направлении, мкм	$\pm(3+L/50+h_1L/2500)$
Измерение диаметров гладких цилиндров в центрах, мкм	$\pm(6+L/67)$
Измерение средних диаметров резьбы	$\pm(4+2/\sin(\alpha/2)+L/67)$
Измерение шага резьбы, мкм	$\pm(1+2/\cos(\alpha/2)+L/32)$
Метод осевого сечения (с помощью ножей)	
Измерение длин на плоском столе в продольном направлении, мкм	$\pm(2,7+L/30+h_1L/4000)$
Измерение длин на плоском столе в поперечном направлении, мкм	$\pm(2,7+L/50+h_1L/2500)$
Измерение диаметров гладких цилиндров в центрах, мкм	$\pm(2,7+L/67)$
Измерение средних диаметров резьбы	$\pm(1+1,7/\sin(\alpha/2)+L/67)$
Измерение шага резьбы, мкм	$\pm(1+1,7/\cos(\alpha/2)+L/67)$
Примечание – L – измеряемая длина в миллиметрах; h1 – высота изделия над стеклом стола в миллиметрах; α – угол профиля резьбы в градусах.	

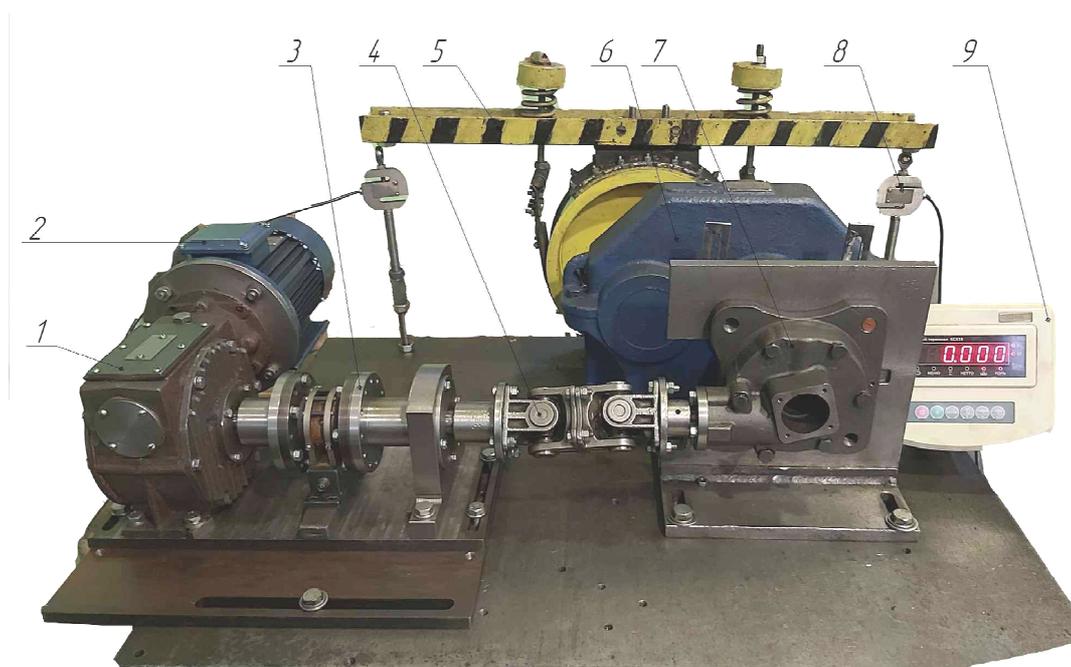


Рисунок 3.2.3 – Испытательный стенд для ИС 15

Как уже было сказано выше, испытания (обкатка) редуктора осуществляются на испытательном стенде ИС 15, выполненном по открытому потоку мощности. Этот стенд (рисунок 3.2.3) включает в себя электродвигатель 2, редуктор 1, понижающий частоту вращения вала электродвигателя 2, карданный вал 4, соединяющий муфту момента 3 и испытываемый редуктор 7, ленточный тормоз 5, одноступенчатый мультипликатор 6, предназначенный для повышения момента, разви-

ваемого тормозом 5 и фиксируемого датчиком растяжения-сжатия 8. Результаты отражаются на блоке индикации 9.

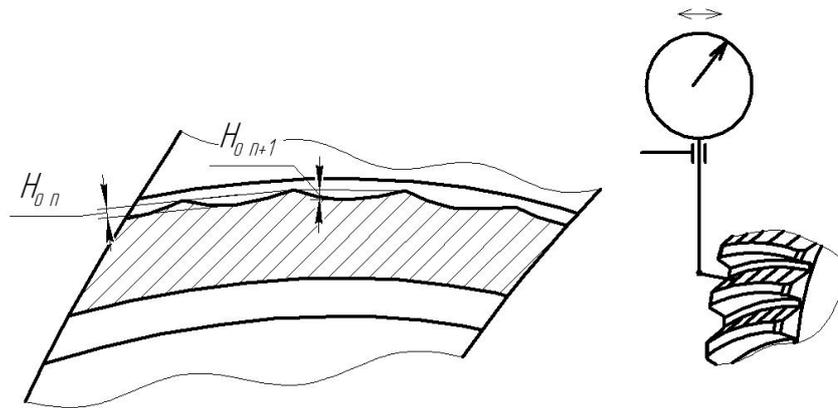


Рисунок 3.2.4 – Схема измерения огранки на боковой поверхности зуба спироидного колеса



Рисунок 3.2.5 – Прибор «Контактомер БВ-5028»

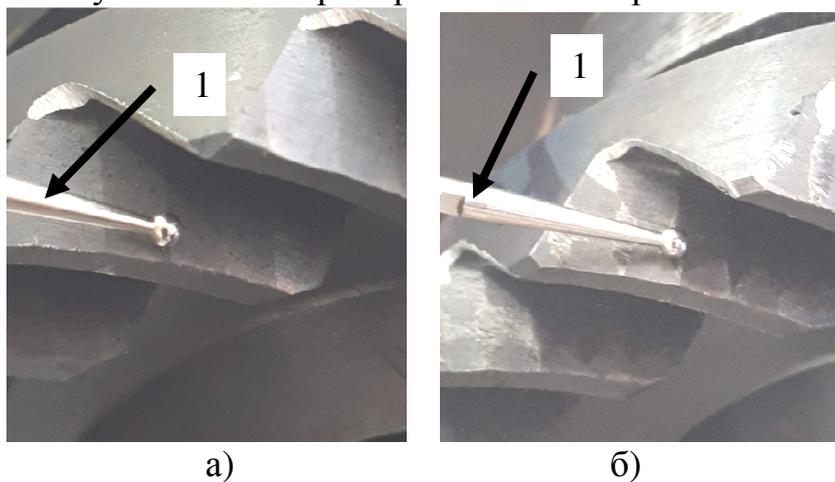


Рисунок 3.2.6 – Измерение высоты огранки на боковой поверхности зуба спироидного колеса до а) и после б) обкатки (1 – ножка индикатора)

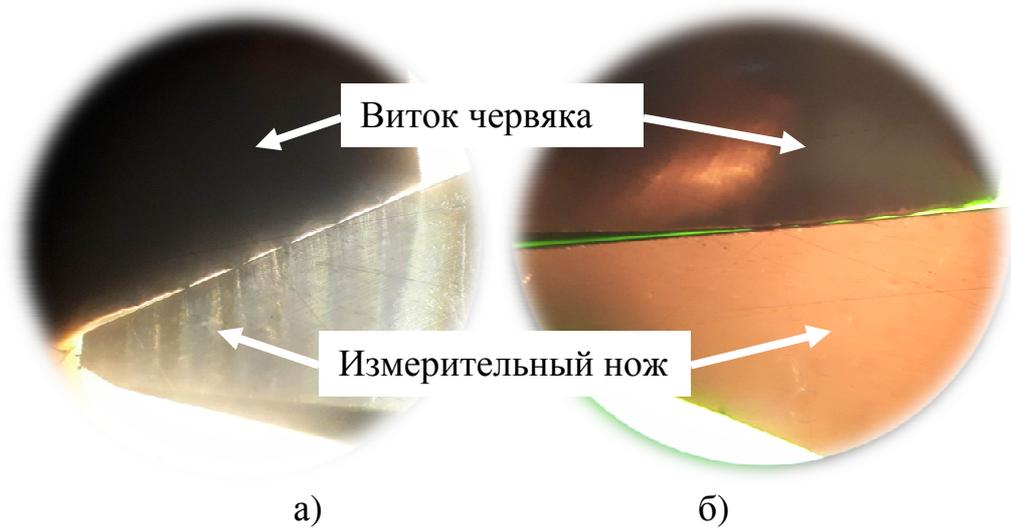


Рисунок 3.2.7 – Измерение огранки на боковой поверхности витка спироидного червяка до а) и после б) обкатки

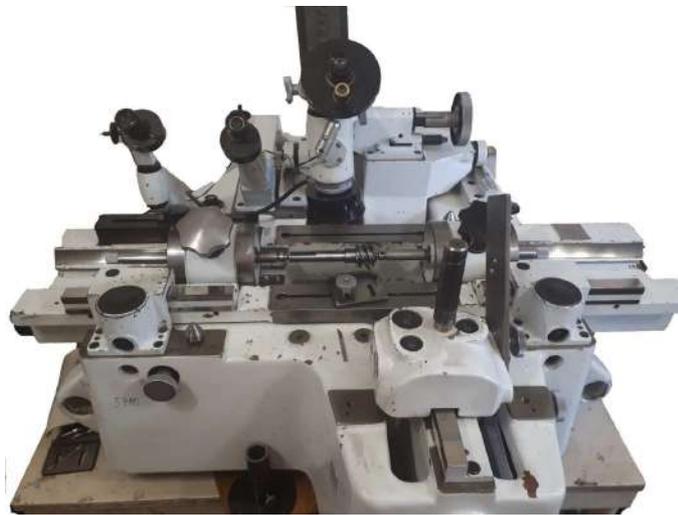


Рисунок 3.2.8 – Универсальный измерительный микроскоп «УИМ-21»

Численное моделирование в САПР «SPDIAL+» сводилось к 4-ем основным шагам. *На первом* шаге задавались условия работы и геометрические параметры передачи (см. таблицу 3.1.1 и рисунок 3.2.9). *На втором* шаге задавались параметры огранки (см. рисунок 3.2.10) (высота H_o и количество волн i_o) на боковых поверхностях зуба колеса или витках червяка. *На третьем* шаге задавались свойства материалов передачи, условия расчета (см. рисунок 3.2.10) и непосредственно выполнялся сам расчет с выгрузкой результатов в текстовый файл. *На четвертом* шаге полученные данные обрабатывалась в пакете прикладных программ «MATLAB» в котором были написаны подпрограммы для обработки и представления результатов расчета в удобном для анализа виде.

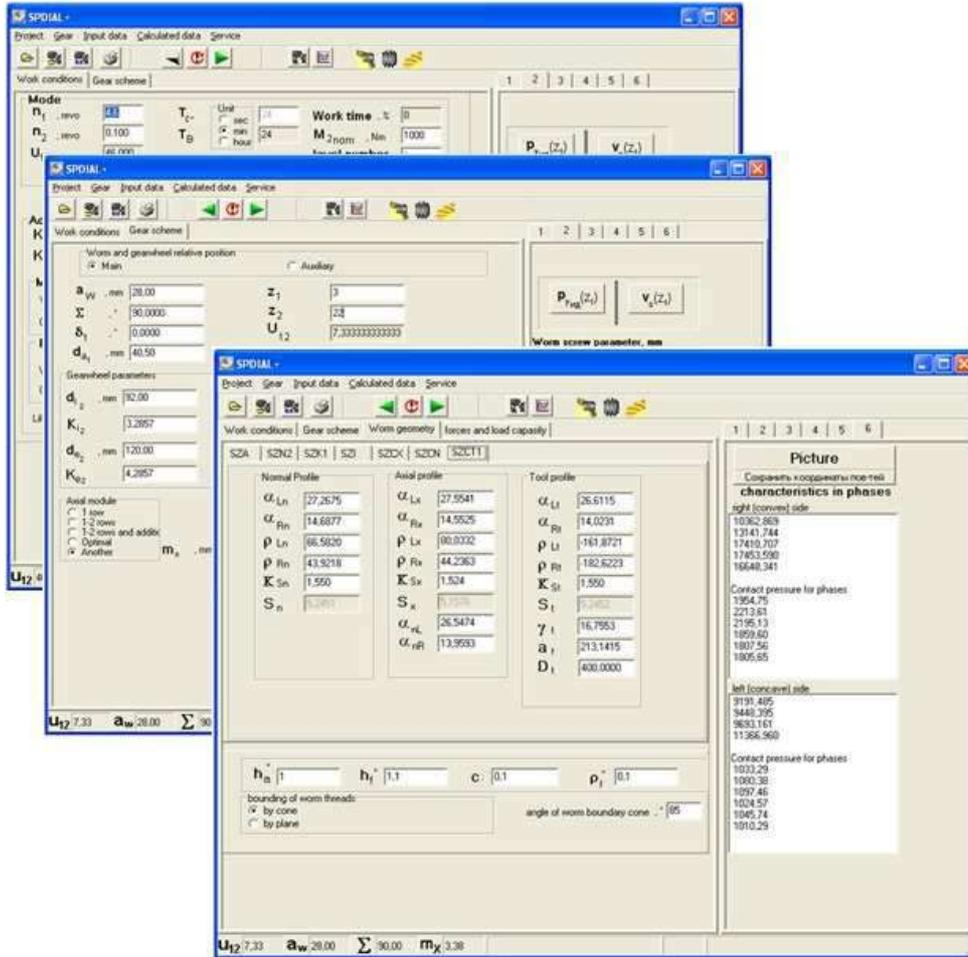


Рисунок 3.2.9 –Задание исходных данных, выбор схемы передачи и параметров червяка в САПР «SPDIAL+»

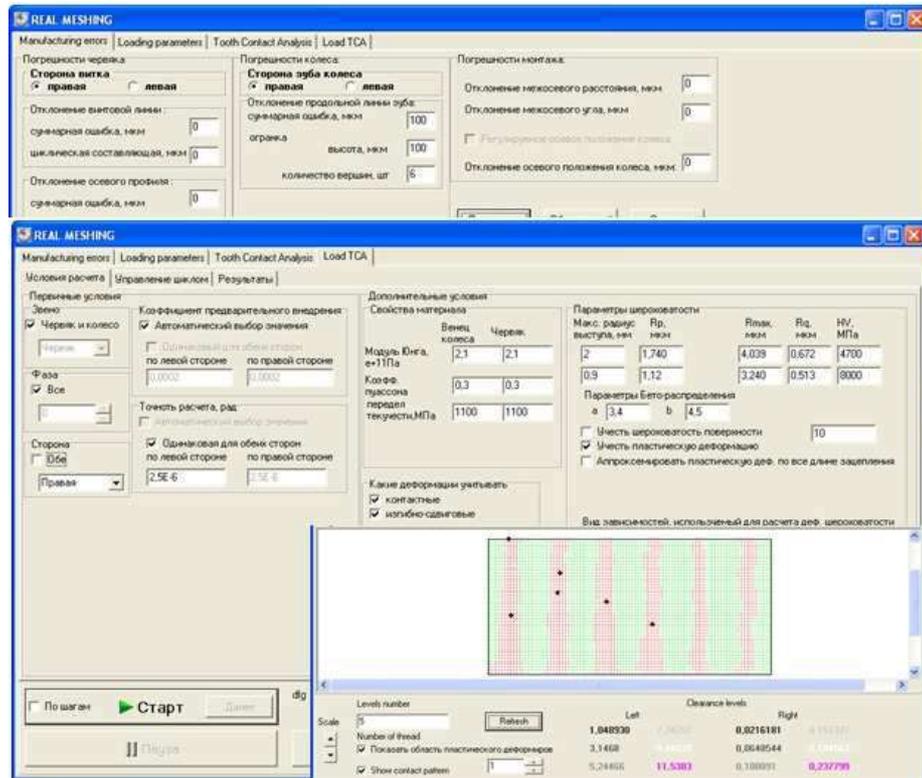


Рисунок 3.2.10 –Задание параметров огранки, свойства материалов и представление результатов моделирования в САПР «SPDIAL+»

Результаты численного моделирования в САПР «SPDIAL+» представляют собой проекцию пятна контакта и в целом боковой поверхности зуба спироидного колеса на осевую плоскость (см. рисунок 3.2.13). Для наглядности ячейки первого типа отображаются черной точкой, а ячейки второго и третьего типа – одинаково знаком «+».

Для проведения численного моделирования МКЭ в системе ANSYS были выполнены 6 шагов. *На первом*, предварительном шаге, были построены 3D модели физически нагружаемых элементов – спироидного колеса и червяка. *На втором* шаге задавались свойства материалов деталей из библиотеки системы с коррекцией под условия эксперимента (см. таблицу 3.2.1). *На третьем* шаге задавалась схема закрепления и нагружения деталей, см. рисунок 3.2.11. *На четвертом* шаге задавалось сопряжение взаимодействующих поверхностей. *На пятом* шаге выполнялось разбиение тел на конечные элементы с их сгущением в области контакта см. рисунок 3.2.12. *На шестом*, заключительном этапе, выполнялся непосредственно расчет.

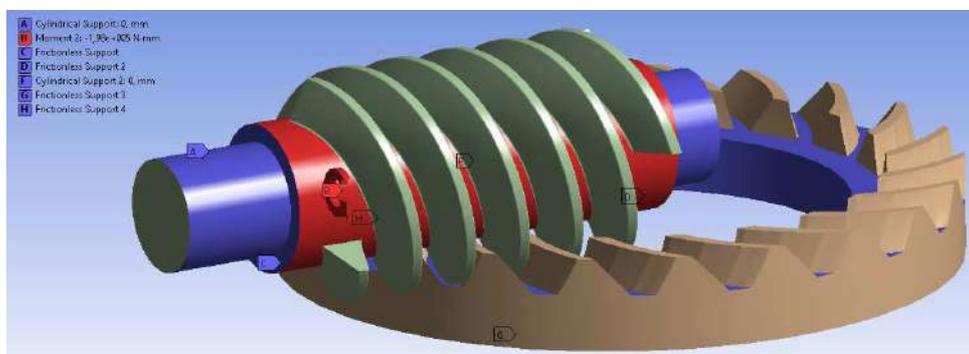


Рисунок 3.2.11 – Модель нагружения и закрепления в системе ANSYS

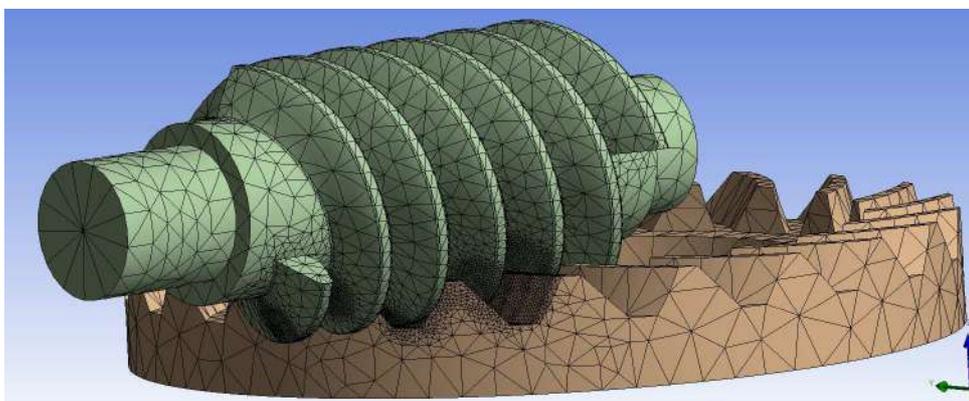


Рисунок 3.2.12 – Сетка конечных элементов в системе ANSYS

Таблица 3.2.4 – Значение пластического перемещения на вершинах огранки зуба спироидного колеса

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	$w_{p2Э}$, мм	w_{p2S} , мм	$w_{p2S} - w_{p2Э}$, мм	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}) – величина пластического перемещения на вершинах огранки зуба спироидного колеса, полученная в ходе эксперимента (с помощью САПР «SPDIAL+»);

Δw_S – процент несовпадения величин экспериментальных и расчетных данных, полученных с помощью САПР «SPDIAL+».

Таблица 3.2.5 – 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}) – величина пластического перемещения на вершинах огранки зуба спироидного колеса, полученная с помощью САПР «SPDIAL+» (системы ANSYS);

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

Таблица 3.2.6 – Значение пластического перемещения вершин огранки витка спироидного червяка

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	w_{plz} , мм	w_{plS} , мм	$w_{plS} - w_{plz}$, мм	Δw_{SI} , %
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_{plz} (w_{plS}) – величина пластического перемещения на вершинах огранки витка спироидного червяка, полученная в ходе эксперимента (с помощью САПР «SPDIAL+»); Δw_{SI} – процент несовпадения величин экспериментальных и расчетных данных.

Таблица 3.2.7 – Значения площади и параметра, характеризующего положение пятна контакта на боковой поверхности зуба спироидного колеса

№	T_2 , Нм	i_o	H_o , мм	S_z , 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	4,20	4,48			
		5-6	0,11	3,97	3,32	16,37			
2	1000	1	0,10	9,42	8,90	5,52	30	488	6,1
		2-6	0,04	9,14	8,50	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_z (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.

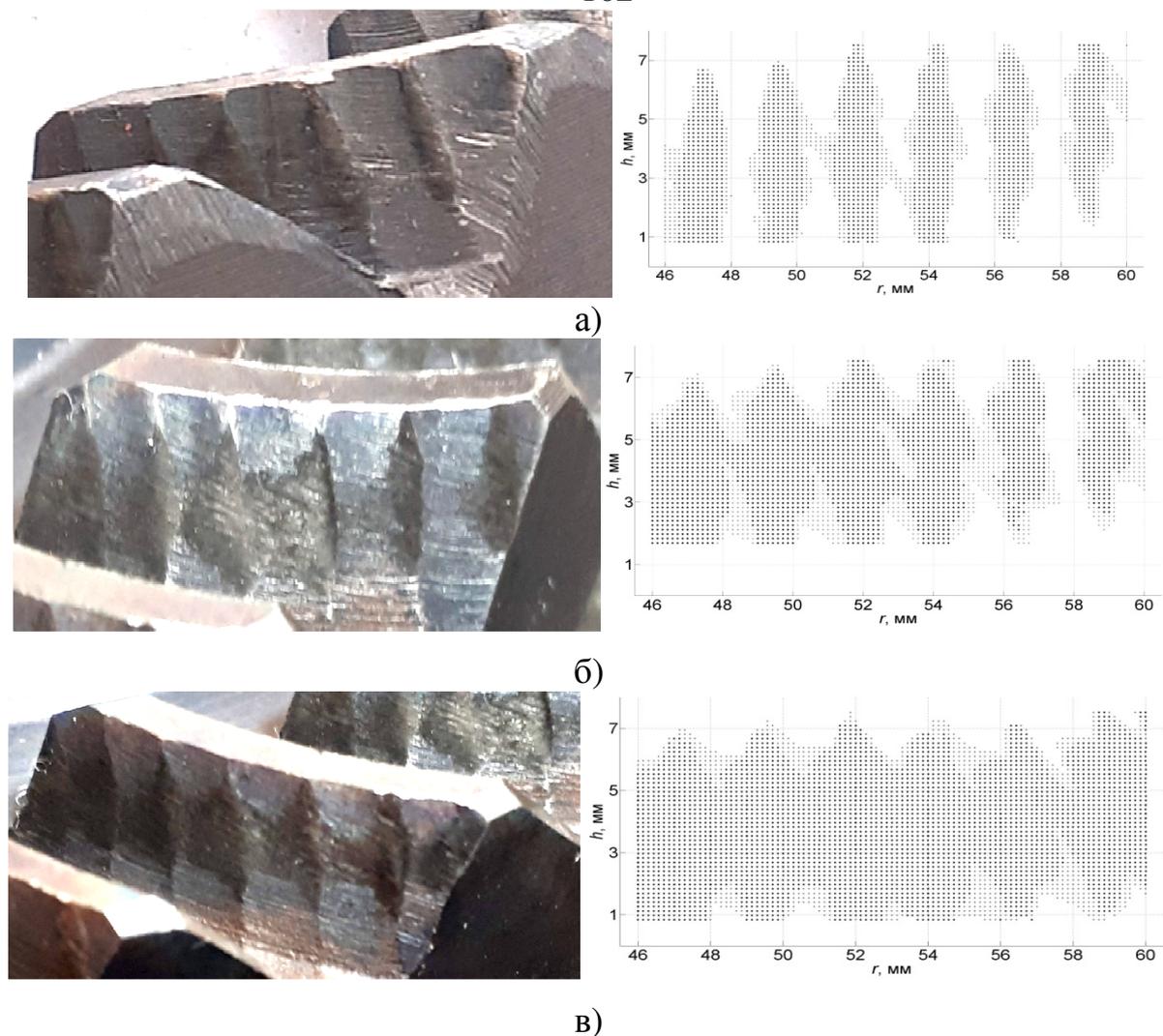
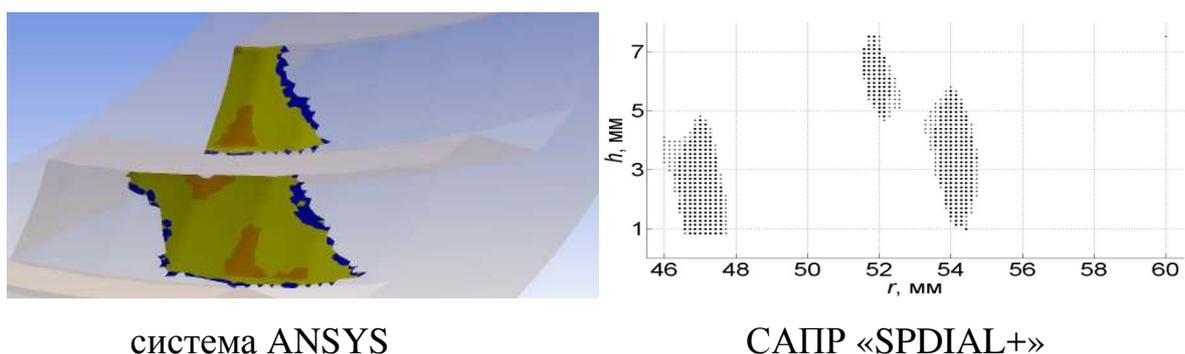


Рисунок 3.2.13 – Положение пятна пластического деформирования, полученного путем экспериментального (слева) и численного (справа) моделирования, соответствующие данным первого а), второго б) и четвертого в) исследований, приведенным в таблице 3.2.4: h и r — высота зуба и радиус спироидного колеса



система ANSYS

САПР «SPDIAL+»

Рисунок 3.2.14 – Положение площадок пластического деформирования, полученных путем численного моделирования, соответствующих данным третьего исследования, приведенным в таблице Таблица 3.2.5 при расчете одной фазы зацепления

Полученные результаты дают основание для следующих выводов:

1 Результаты разработанного алгоритма расчёта НДС многопарной спироидной передачи с учетом упруго-пластического характера контакта вполне достоверны:

– расхождение в результатах измерения и моделирования пластического перемещения на вершинах 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 пластического деформирования 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 превышают 16,4%;

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

2 Результаты натурального и численного моделирования подтверждают предварительный вывод, сделанный на основе опыта производства и испытаний спироидных редукторов ТПА – огранка на боковой поверхности зуба спироидной передачи уже на первых циклах работы редуктора сминается, и пятно контакта распространяется практически по всей поверхности, обеспечивая тем самым высокую нагрузочную способность передачи в целом.

Предложенный нами метод расчета упруго-пластического контакта, реализованный в САПР «SPDIAL+», может использоваться для прогнозирования положения как мгновенных площадок контакта, так и суммарного пятна контакта на измененной пластическим деформированием боковой поверхности зуба спироидной передачи с учетом действия различных факторов, отягощающих условия контакта.

3.3 Проверка модели деформирования микронеровностей

Предложенный алгоритм, реализованный в САПР «SPDIAL+», позволяет также прогнозировать изменение высоты микронеровностей под действием рабочей нагрузки. Для проверки правильности настройки предложенной опции алгоритма был проведен эксперимент на серийных спироидных передачах, применяемых в редукторах предприятия ООО «Механик».

В ходе эксперимента производились измерения параметров шероховатости на боковых поверхностях зубьев спироидных колес до и после приемо-сдаточных испытаний (обкатки под нагрузкой) редуктора. Выбор деталей для испытаний происходил по тому же принципу, как и в предыдущем пункте. Измерения проводились «Измерителем шероховатости TR200», основные его характеристики приведены выше, базирование колеса при измерении осуществлялось на приборе «Контактомер БВ-5028» (см. рисунок 3.3.1). Измерениям подвергались спироидные колеса двух редукторов:

- РЗА-С-2000;
- РЗАМ-С-500;

Выбор данных редукторов обусловлен как габаритными размерами всего спироидного колеса для возможности его установки в прибор «Контактомер БВ-5028», так и размерами зуба (впадины) для возможности установки пера датчика «Измерителя шероховатости TR200» (см рисунок 3.3.2).

При анализе оценивалось изменение (ΔR_p) высоты наибольшего выступа профиля (R_p) и величина пластического перемещения δ_p микронеровностей, рассчитанная в САПР «SPDIAL+». Для моделирования микронеровностей в САПР «SPDIAL+» использовались данные измерения шероховатости до обкатки редуктора. Шаги численного моделирования в САПР «SPDIAL+» и измерения натуральных образцов аналогичны рассмотренным выше.

В таблицах 3.3.1 и 3.3.2 приведены параметры шероховатости и результаты численного моделирования, где особое внимание нужно уделить сопоставлению

величин, полученных с помощью эксперимента (ΔR_p) и расчёта (δ_p).

Таблица 3.3.1 – Параметры шероховатости у редуктора РЗА-С-2000

№ к/з*	До обкатки			После обкатки			Результаты		
	R_a , мкм	R_p , мкм	S_m , мкм	R_a , мкм	R_p , мкм	S_m , мкм	ΔR_p , 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+»

Таблица 3.3.2 – Параметры шероховатости у редуктора РЗАМ-С-500

№	До обкатки			После обкатки			Результаты		
	R_a , мкм	R_p , мкм	S_m , мкм	R_a , мкм	R_p , мкм	S_m , мкм	ΔR_p , мкм	δ_p , мкм	$\Delta\delta$, %
1/1	1,290	4,654	0,269	0,440	1,059	0,452	3,595	3,188	11,3
1/2	1,370	4,713	0,223	0,374	0,331	1,583	4,381	3,807	13,1
2/1	0,834	2,116	0,134	0,284	0,394	0,080	1,722	1,560	9,4
2/2	0,658	2,659	0,371	0,679	1,830	0,384	0,829	0,892	7,7
3/1	0,749	3,205	0,189	0,442	0,668	0,515	2,538	2,408	5,1
3/2	0,801	2,920	0,291	0,760	1,327	0,521	1,594	1,412	11,4



Рисунок 3.3.1 – Схема измерения шероховатости на боковой поверхности зуба спироидного колеса



Рисунок 3.3.2 – Положение пера датчика «Измерителя шероховатости TR200» во впадине колеса

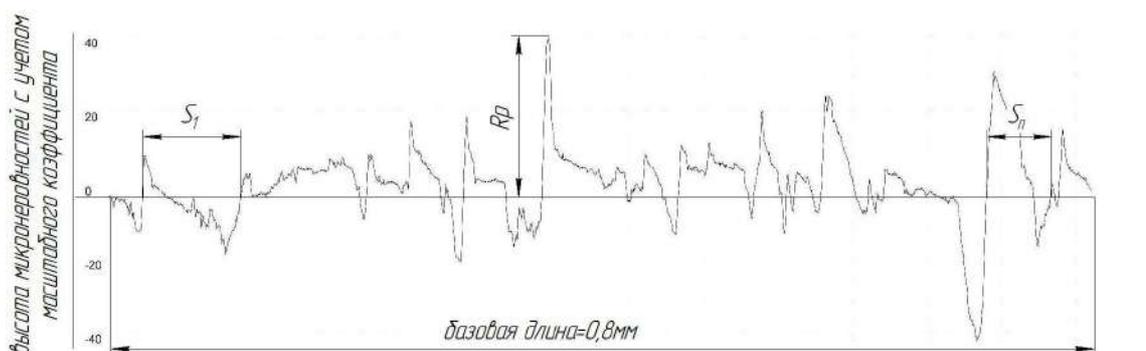


Рисунок 3.3.3 – Пример профилограммы поверхности до обкатки редуктора

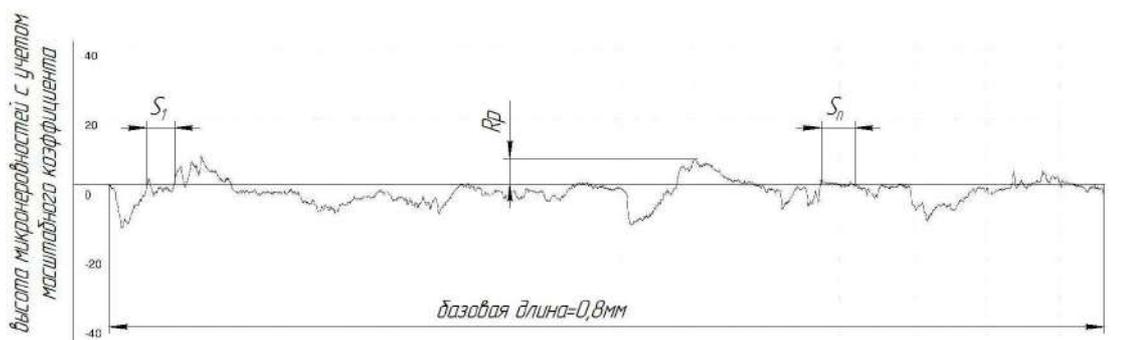


Рисунок 3.3.4 – Пример профилограммы поверхности после обкатки редуктора

На основании полученных данных можно сделать вывод, что выбранный нами метод моделирования микронеровностей реализован корректно, расхождение данных не превышает 11,4%.

Следует отметить, что влияние микронеровностей, средняя высота вершин которых по данным измерений не превышает R_p 7 мкм (соответствует шлифованной поверхности), на величину сближения и на суммарное пятно контакта минимально, поскольку величина их деформаций в несколько раз меньше (более 3-х раз) общей пластической деформации боковой поверхности зуба. Поэтому можно сделать вывод – при тяжелонагруженном режиме нагружения спироидных передач редукторов ТПА учет деформации микронеровностей неактуален.

Главным результатом третьей главы является успешно пройденная проверка метода и алгоритма, реализованного в САПР «SPDIAL+». На основании этого, в следующей главе проведен анализ нагруженности упруго-пластического контакта спироидных передач редукторов трубопроводной арматуры, результаты которого легли в основу разработки третьего поколения редукторов и отдельной линейки ручных редукторов.

4 Анализ нагруженности упруго-пластического контакта спироидных передач редукторов трубопроводной арматуры

4.1 Исследование влияния погрешностей изготовления и монтажа на нагруженность спироидной передачи

Представленное ниже исследование имело две цели:

- стать основанием для выбора параметров и обеспечения высоких нагрузочных характеристик спироидных редукторов нового поколения, в том числе редукторов для ручного управления арматурой;
- выявить случаи/области сочетания факторов, определяющих распределение нагрузки, при которых учёт упруго-пластического характера контакта имеет особо важное значение.

При этом мы учли главные факторы, влияющие на нагруженность передачи:

- уровень и характер действия вращающего момента на выходном звене передачи;
- геометрические параметры передачи;
- погрешности изготовления и монтажа;
- деформации элементов конструкции.

Степень нагруженности передачи будем оценивать при помощи показателей:

- коэффициента концентрации нагрузки в фазе (K_f), рассчитанного как отношение максимального момента передаваемого мгновенной площадкой контакта (T_{2j}) к среднему моменту (T_{2cp}), рассчитанному из условия равномерности распределения нагрузки:

$$K_f = \frac{\max\{T_{2j}\}}{T_{2cp}}, j = \overline{0, N_j}, \quad (4.1.1)$$

где $\max\{T_{2j}\}$ – максимальный момент по всем площадкам в рассматриваемой фазе зацепления, Нм;

N_j – число мгновенных площадок контакта в рассматриваемой фазе зацепления;

$$T_{2cp} = \frac{T_2}{N_j} \quad (4.1.2)$$

– перераспределение вращающего момента (ΔT_{2j}) в мгновенных площадках контакта, вызванного появлением пластического деформирования на боковых поверхностях зуба и витка, рассчитанного по формуле:

$$\Delta T_{2j} = \left(\frac{T_{2jY} - T_{2jYП}}{T_{2jY}} \right) 100\%, \quad (4.1.3)$$

где T_{2jY} – рассчитанный момент, передаваемый j -ой мгновенной площадкой при учете упругого характера контакта, Нм

$T_{2jYП}$ – рассчитанный момент, передаваемый j -ой мгновенной площадкой при учете упруго-пластического характера контакта, Нм

– величины пластических перемещений (w_p) на боковых поверхностях зуба и витка.

Последний расчётный показатель (w_p) должен быть ограничен при проектировании передачи. Очевидным ограничением здесь являются возможности пластического деформирования материала без появления разрушения. Надёжным источником для определения допустимой величины w_p , могут быть, на наш взгляд, рекомендации для хорошо известных методов поверхностного пластического деформирования (отделочной обработки зубьев) – зубообкатки, калибрования зубьев. Основываясь на исследованиях проф. А. В. Киричека [47] и рекомендациях, приводимых в [51, 73, 81, 90], для червяков и колёс из стали 40Х, подвергнутых объёмной закалке до 45...50 HRC, примем допустимой величину w_p 30...50 мкм.

Исследование проводилось с помощью САПР «SPDIAL+», описанной выше.

В качестве объектов исследования были выбраны спироидные передачи двух представителей ряда четвертьоборотных редукторов ТПА третьего поколения – моделей РЗА-С-4000 и РЗА-С-2000. С одной стороны, соотношения размеров звеньев этих редукторов (равно как и других редукторов третьего поколения) подобны. С другой – передачи существенно различаются по коэффициенту перекрытия (числу пар зубьев, находящихся в одновременном зацеплении) – почти в 1,6 раза. Данные редуктора РЗА-С-4000 представлены в таблице 4.1.1 и конструкция на рисунке 4.1.1, а редуктора РЗА-С-2000 представлены в таблице 2.4.1 и кон-

струкция на рисунке 1.1.6.

Таблица 4.1.1 – Параметры и характеристики передачи редуктора РЗА-С-4000

Параметр	Значение
Межосевое расстояние, мм	70
Осевой модуль червяка, мм	2,249
Число зубьев колеса / число витков червяка	1/65
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	47
Внешний / внутренний диаметры спироидного колеса, мм	213/160
Коэффициенты высоты головки / ножки	1/1,2
Коэффициент радиального зазора	0,2
Углы профиля правой / левой боковых поверхностей,	9,81°/29,93°
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	4000
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	8000
Материал звеньев спироидной передачи / твёрдость поверхности	Сталь 40X / 45...50 HRC

Был выбран следующий набор погрешностей:

- погрешность межосевого угла ($f_{\Sigma r}$, рисунок 4.1.2);
- погрешность межосевого расстояния (f_{ar});
- погрешность шага червяка (f_{px} , для однозаходных передач фактически это – накопленная погрешность винтовой линии);
- погрешность профиля боковых поверхностей витков червяка (f_{fr});
- огранка (Ho);
- погрешность осевого положения колеса (f_{xr}) (см. рисунок 4.1.2).

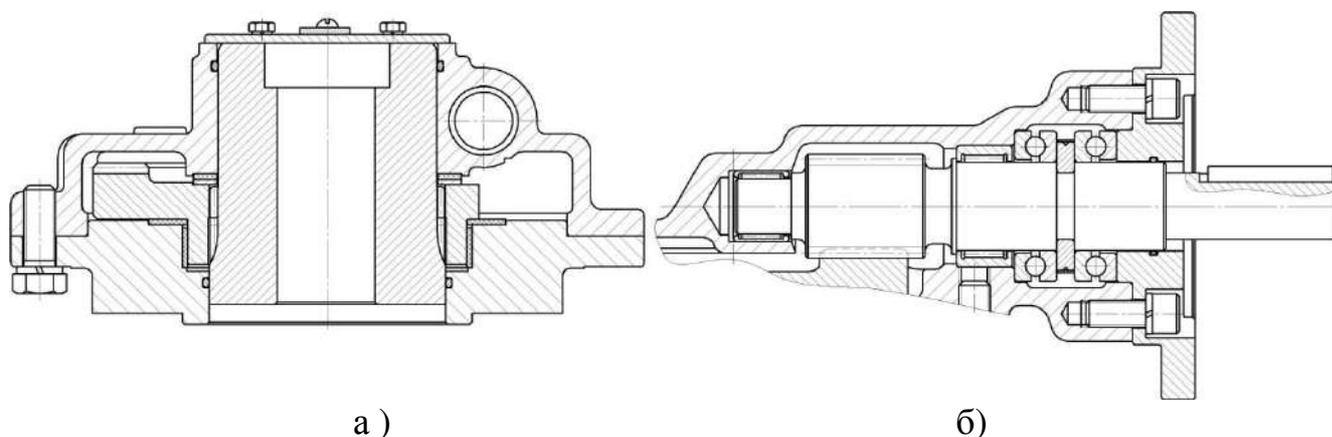


Рисунок 4.1.1 – Разрезы редуктора РЗА-С-4000 по оси колеса а) и оси червяка б)
В этот набор не вошли такие отклонения, как погрешности профиля и шага

зубьев колеса – полагаем, что степень их влияния практически совпадает со степенью влияния одноимённых погрешностей витков червяка. Обратим внимание на то, что моделирование погрешности межосевого угла передачи во многом аналогично моделированию деформаций червяка и колеса передачи [54] (см. рисунок 4.1.2).

В первой части исследования выполнен анализ влияния значений погрешностей, взятых в отдельности. Значения выбранных погрешностей представлены в таблице 4.1.2 и соответствуют предельным отклонениям для 12 степени точности рассматриваемых передач. Во второй части взяты комбинации погрешностей, которые (по результатам расчётов в первой части) оказывают наибольшее влияние на концентрацию нагрузки в неблагоприятных зонах:

- при взаимодействии переходных участков у впадин зубьев и витков;
- при взаимодействии двух кромок зубьев и витков, включая вершинные и торцовые кромки зубьев.

Каждый из этих случаев может привести к поломке или появлению дефекта, способствующего поломке: первый случай – к сколу на вершине (см. рисунок 1.1.9), второй – к изгибной поломке (см. рисунок 1.1.8).

Отметим также, что такие случаи могут появиться даже при локализованном контакте.

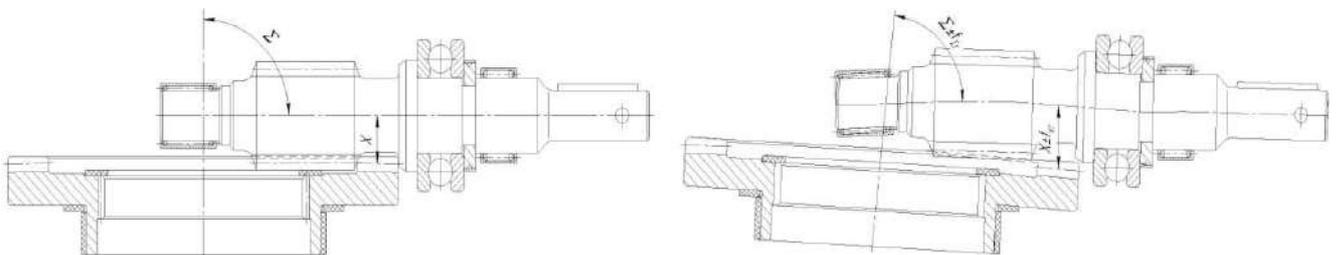


Рисунок 4.1.2 – Пример возможной деформации звеньев передачи

Таблица 4.1.2 – Наборы погрешностей, участвующих в исследовании

Номер набора	Погрешности, мкм					
	f_{ar}	$f_{\Sigma r}$	f_{px}	f_{fr}	H_0/i	f_{xr}
0	–	–	–	–	–	–
1	450	–	–	–	–	–
2	-450	–	–	–	–	–
3	–	200	–	–	–	–
4	–	-200	–	–	–	–
5	–	–	120	–	–	–
6	–	–	-120	–	–	–
7	–	–	–	30	–	–
8	–	–	–	-30	–	–
9	–	–	–	–	100/6	–
10	–	–	–	–	–	340
11	–	–	–	–	–	-340
12	450	200	120	30	100/6	340
13	-450	-200	-120	-30	100/6	-340
14	450	200	120	30	–	340
15	-450	-200	-120	-30	–	-340

Расчет выполнялся в шести фазах зацепления левых и правых поверхностей зубьев при действии пикового паспортного момента. **Первой** оценивалась, как было сказано выше, концентрация нагрузки на зубьях и витках по коэффициенту концентрации (K_F) (см. таблицы 4.1.3, 4.1.5, 4.1.7). В таблицах для наглядности жирным шрифтом выделены значения коэффициентов концентрации и вращающих моментов в парах зубьев с наиболее заметным изменением этих величин при учете упруго-пластического характера контакта в сравнении со случаем учёта лишь упругого характера.

Вторым оценивалось перераспределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта, возникающее из-за пластического деформирования боковых поверхностей зуба колеса и витка червяка. Ввиду большого числа данных в таблицы 4.1.4, 4.1.6, 4.1.8 и графики (см. рисунки 4.1.3-4.1.10, 4.1.15-4.1.17, 4.1.20-4.1.23) вынесены подробные результаты только для фазы зацепления с максимальным перераспределением вращающего момента. На графиках буквой «У» обозначены данные исследования при упругом характере контакта, а буквами «У-П» – упруго-пластического. Также дополнительно на рисунках 4.1.11, 4.1.12, 4.1.16, 4.1.17, 4.1.22, 4.1.23 представлены распределения очагов пластической деформации на развертке боковой поверхности зуба спироидного колеса, где черными точками показаны очаги пластического деформирования в рассматриваемой фазе и при указанном наборе погрешностей; r – радиус спироидного колеса, h – высота зуба спироидного колеса (0 – впадина). В таблицах для наглядности выделено жирным шрифтом максимальное изменение вращающего момента в площадке, сам вращающий момент и вызванная им пластическая деформация. Дополнительно жирной рамкой в таблицах выделены ячейки, в которых пластическое перемещение превысило принятое нами допустимое 30 мкм.

Третьим и последним оценивалось изменение суммарного пятна контакта (см. рисунки 4.1.13, 4.1.14, 4.1.18, 4.1.19, 4.1.24, 4.1.25) в зацеплении, которое вызвано появлением пластического деформирования боковой поверхности зуба спироидного колеса и витка червяка.

Применение для оценки на третьем этапе понятия «суммарное пятно контакта» требует некоторого пояснения. Согласно ГОСТ 3675-81, это «часть активной боковой поверхности зуба червячного колеса, на которой располагаются следы его прилегания к виткам червяка в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором». Обычно, при контроле и, соответственно, регламентировании этого параметра нагрузка не очень велика. Например, для контроля конических и гипоидных передач с круговыми зубьями часто используют контрольно-обкатные станки и пятно контакта занимает область вытертой краски, предварительно нанесённой на зубья. В этих условиях получаемое пятно

контакта есть область на зубе, ограниченная толщиной краски, по данным [60] она равна $0,006\sqrt{m}$ (m – модуль в мм). Именно этот порог зазора мы применяли для оценки суммарных пятен контакта на третьем этапе, понимая при этом, что в реальной нагруженной передаче суммарное пятно контакта значительно выходит за пределы, ограниченные указанным зазором, и именно поэтому сравниваемые суммарные пятна контакта, показанные ниже, оказались относительно малыми. Таким образом, мы использовали геометрический показатель – суммарное пятно контакта – для сравнительной оценки того, насколько меняются боковые поверхности, насколько фактически прирабатывается контакт в результате контактного смятия.

В силу того, что спироидная передача асимметрична, на каждом из этапов представлены результаты расчётов для зацепления правых (выпуклых) и левых (вогнутых) боковых поверхностей зубьев колеса, и эти результаты отличаются друг от друга.

Результаты расчётной оценки нагруженности правых поверхностей передачи редуктора РЗА-С-4000 представлены в таблицах 4.1.3, 4.1.4 и рисунках 4.1.3-4.1.14. Эти результаты дают основание для следующих выводов.

1 Наибольшее влияние на распределение нагрузки в упругом контакте зубьев оказывают две погрешности: шага (№5 и №6 в табл. 4.1.3, максимальные коэффициенты концентрации 1,54 и 1,68, см. также рисунки 4.1.6) и межосевого угла (№3 и №4, коэффициенты 1,44 и 1,42, см. также рисунки 4.1.5). Этот вывод принципиально совпадает с выводами, полученными в [54]. Отрицательный эффект усиливается при сочетании этих погрешностей с другими (№№12, 14 – коэффициенты концентрации 1,84 и 2,08, соответственно). При этом вероятен кромочный контакт на вершинах и впадинах (см. рисунок 4.1.11) зубьев.

2 Пластическое перемещение на кромках снижает концентрацию нагрузки (коэффициент концентрации 1,37 для набора №14). Полученная максимальная величина пластического перемещения составила 113,7 мкм, что в 3,7 раза больше допустимой 30...50 мкм, такое пластическое перемещение может спровоцировать скол на кромке и является недопустимым. При увеличенном на 15% радиальном

зазоре и исключении погрешности осевого перемещения колеса пластическое перемещение уменьшилось до 42 мкм (таблица 4.1.9).

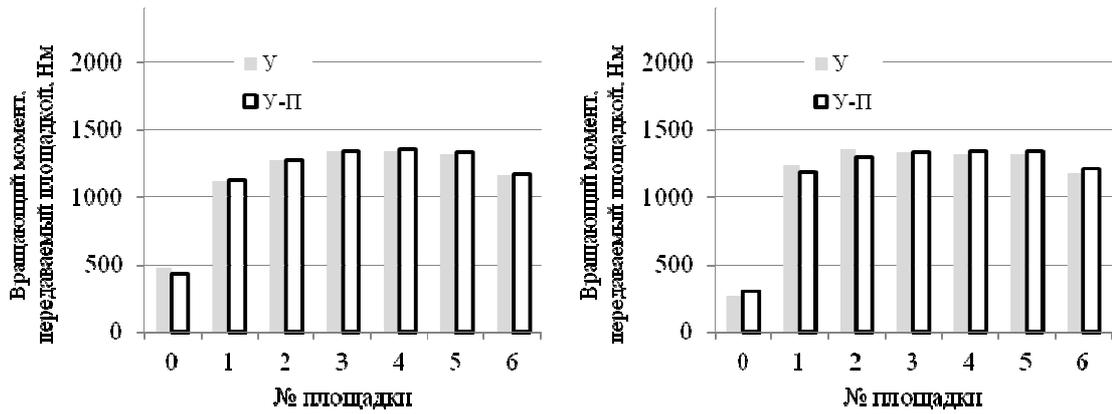
3 Пластическая деформация также способствует более равномерному распределению вращающего момента между мгновенными площадками контакта. Это можно видеть, например, для набора №12 (таблица 4.1.4 и рисунок 4.1.9). Так, момент, передаваемый площадкой у носка зуба, вырос на 891%. По сути, площадка, не задействованная при упругом контакте, включилась в работу, и, как следствие, снизилась нагруженность остальных пар зубьев. Еще одним подтверждением более равномерного распределения вращающего момента, является распространение суммарного пятна контакта по зубу, как это видно на рисунках 4.1.13 и 4.1.14.

Таблица 4.1.3 – Коэффициент концентрации нагрузки в передаче редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями

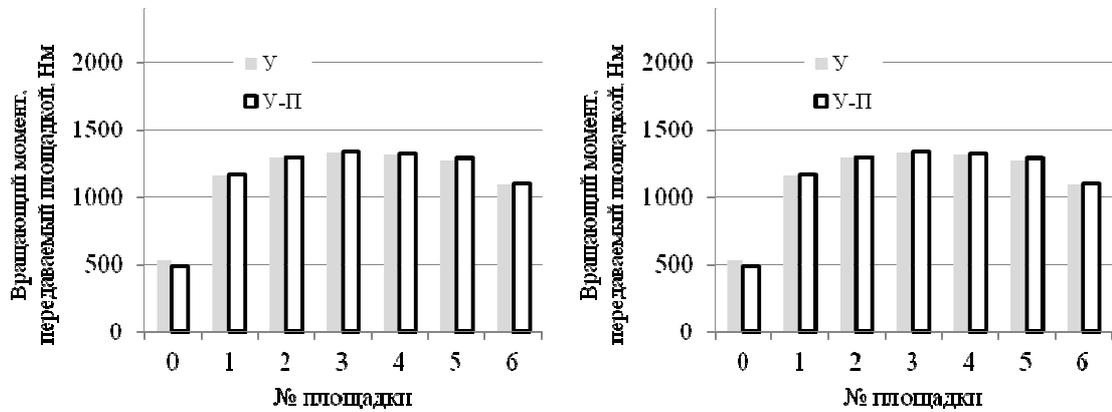
Фаза	Максимальный T_{2j} для фаз при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм															
	№0	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15
0	1306	1302	1331	1538	1469	1642	1753	1309	1306	1377	1314	1299	1354	1474	1847	1502
1	1340	1332	1366	1585	1486	1658	1830	1343	1338	1357	1349	1330	1615	1519	2214	1544
2	1429	1430	1441	1641	1623	1764	1924	1427	1428	1379	1429	1421	2063	1570	2381	1598
3	1396	1410	1407	1627	1605	1761	1917	1394	1398	1359	1408	1389	2103	1576	1568	1579
4	1351	1366	1358	1602	1571	1742	1879	1347	1349	1421	1353	1344	1561	1504	1529	1555
5	1320	1331	1332	1587	1548	1742	1841	1322	1320	1451	1330	1316	1539	1494	1501	1534
Фаза	K_f для фаз при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта															
0	1,14	1,14	1,16	1,35	1,29	1,44	1,53	1,15	1,14	1,2	1,15	1,14	1,18	1,29	1,62	1,31
1	1,17	1,17	1,19	1,39	1,30	1,45	1,60	1,17	1,17	1,19	1,18	1,16	1,41	1,33	1,94	1,35
2	1,25	1,25	1,26	1,44	1,42	1,54	1,68	1,25	1,25	1,21	1,25	1,24	1,81	1,37	2,08	1,40
3	1,22	1,23	1,23	1,42	1,40	1,54	1,68	1,22	1,22	1,19	1,23	1,22	1,84	1,38	1,37	1,38
4	1,18	1,20	1,19	1,40	1,37	1,52	1,64	1,18	1,18	1,24	1,18	1,18	1,37	1,32	1,34	1,36
5	1,15	1,16	1,17	1,39	1,35	1,52	1,61	1,16	1,16	1,27	1,16	1,15	1,35	1,31	1,31	1,34
Фаза	Максимальный T_{2j} для фаз при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм															
0	1314	1308	1338	1522	1476	1617	1742	1313	1316	1329	1320	1308	1416	1460	1335	1495
1	1351	1341	1374	1559	1500	1625	1813	1350	1350	1338	1356	1342	1441	1499	1481	1533
2	1429	1425	1448	1619	1607	1717	1897	1428	1426	1384	1431	1423	1550	1550	1569	1579
3	1397	1404	1412	1608	1589	1710	1889	1393	1397	1356	1400	1391	1611	1561	1561	1574
4	1350	1362	1363	1568	1554	1691	1851	1348	1348	1420	1354	1345	1587	1517	1525	1545
5	1322	1326	1338	1534	1535	1685	1811	1322	1321	1369	1326	1318	1501	1513	1504	1519
Фаза	K_f для фаз при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта															
0	1,15	1,14	1,17	1,33	1,29	1,41	1,52	1,15	1,15	1,16	1,15	1,14	1,24	1,28	1,17	1,31
1	1,18	1,17	1,20	1,36	1,31	1,42	1,59	1,18	1,18	1,17	1,19	1,17	1,26	1,31	1,30	1,34
2	1,25	1,25	1,27	1,42	1,41	1,50	1,66	1,25	1,25	1,21	1,25	1,24	1,36	1,36	1,37	1,38
3	1,22	1,23	1,24	1,41	1,39	1,50	1,65	1,22	1,22	1,19	1,23	1,22	1,41	1,37	1,37	1,38
4	1,18	1,19	1,19	1,37	1,36	1,48	1,62	1,18	1,18	1,24	1,18	1,18	1,39	1,33	1,33	1,35
5	1,16	1,16	1,17	1,34	1,34	1,47	1,58	1,16	1,16	1,20	1,16	1,15	1,31	1,32	1,32	1,33

Таблица 4.1.4 – Результаты расчёта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями

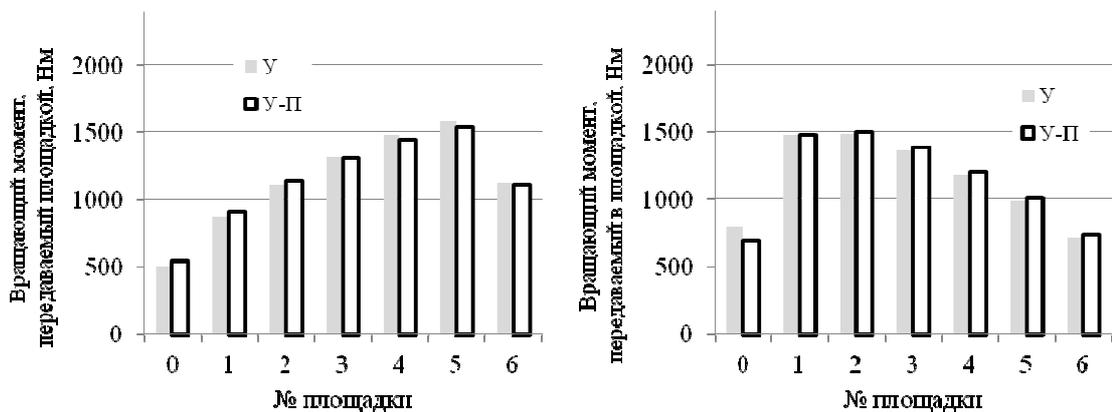
Фаза	Максимальное ΔT_{2j} для разных фаз зацепления при разных наборах погрешностей, %															
	№0	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15
0	5	5	6	2	9	14	1	4	7	12	5	6	40	21	31	1
1	9	9	9	3	13	18	3	8	10	15	8	10	517	35	65	4
2	1	1	6	4	2	5	4	1	2	10	1	1	891	7	62	2
3	1	1	2	5	2	6	8	3	2	9	7	2	580	8	63	7
4	1	1	1	6	2	11	5	1	2	6	3	1	10	3	8	4
5	1	1	1	7	4	12	4	0	2	6	2	2	7	10	7	2
Площадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм															
0	468	535	402	507	798	880	452	464	470	265	440	497	2063	144	457	753
1	1114	1161	1072	871	1476	1658	785	1114	1122	1243	1117	1127	1768	997	1097	1038
2	1269	1289	1242	1109	1486	1602	1133	1269	1267	1357	1267	1270	1439	1189	1128	1262
3	1335	1332	1335	1319	1363	1395	1444	1338	1325	1329	1340	1329	1319	1293	1121	1419
4	1340	1316	1366	1482	1178	1117	1741	1343	1338	1313	1349	1330	1309	1407	1060	1549
5	1314	1273	1364	1587	982	831	1917	1318	1318	1319	1326	1304	102	1519	923	1579
6	1160	1094	1220	1125	717	517	528	1155	1161	1174	1162	1143	0	1452	2214	400
Площадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм															
0	425	486	365	541	692	722	469	429	421	305	405	446	1514	194	612	774
1	1121	1165	1075	913	1480	1625	808	1119	1120	1181	1115	1130	1550	976	1444	1057
2	1270	1295	1244	1138	1500	1608	1159	1273	1263	1298	1267	1273	1469	1159	1481	1269
3	1341	1341	1339	1313	1387	1439	1456	1343	1334	1330	1345	1334	1295	1300	1400	1418
4	1351	1327	1373	1446	1202	1169	1730	1350	1350	1338	1356	1342	1159	1419	1232	1537
5	1328	1283	1374	1534	1004	881	1889	1325	1334	1336	1336	1319	1014	1499	1049	1574
6	1164	1103	1230	1115	735	557	489	1161	1178	1211	1177	1156	0	1455	783	371
Площадка	w_p в площадках контакта для фазы с максимальным изменением момента в площадке при разных наборах погрешностей, мкм															
0	19,6	19,4	18,4	23,1	37,2	51,9	0,0	16,3	25,6	7,1	38,3	24,5	83,6	4,5	54,8	0,7
1	3,3	3,0	4,3	24,1	5,2	18,3	0,0	1,4	8,6	34,3	23,7	4,7	65,4	31,2	31,1	3,7
2	3,8	3,1	4,9	28,0	3,9	13,1	0,4	1,5	9,8	35,4	24,0	5,4	64,5	37,9	29,1	6,2
3	3,3	1,9	4,6	31,7	1,2	5,4	5,7	0,9	9,6	28,3	23,6	4,8	75,8	33,7	62,3	8,2
4	1,5	0,3	3,5	35,3	0,0	0,0	10,5	0,0	7,7	24,9	22,7	2,9	80,9	34,9	64,2	11,2
5	2,4	0,0	2,0	60,9	0,0	0,0	12,2	0,0	4,7	25,4	21,3	1,1	110,9	38,6	97,9	10,9
6	0,0	0,0	0,0	42,4	0,0	0,0	22,8	0,0	1,0	19,1	18,3	0,0	0,0	33,3	113,7	25,2



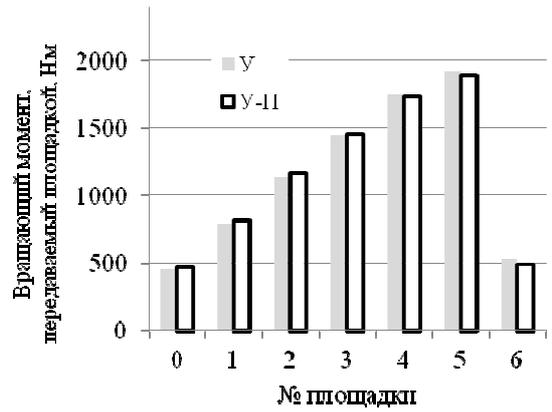
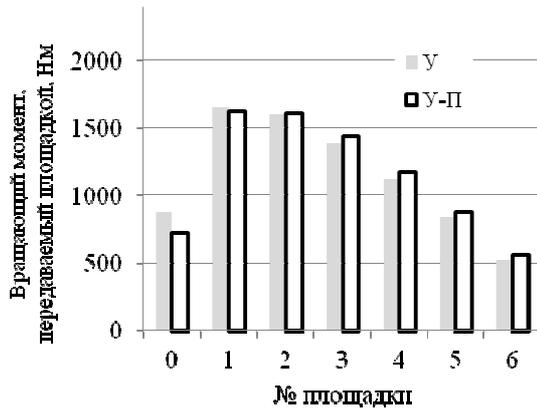
набор погрешностей №0 для фазы 1 набор погрешностей №9 для фазы 1
Рисунок 4.1.3 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



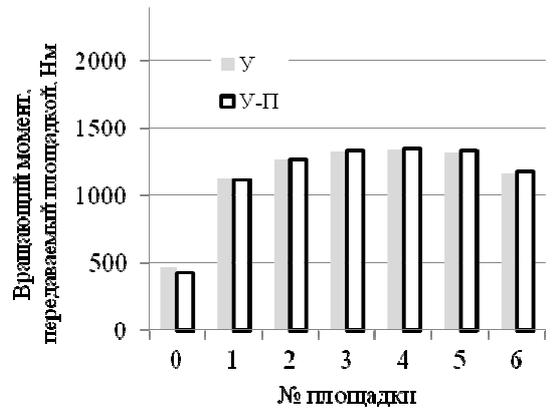
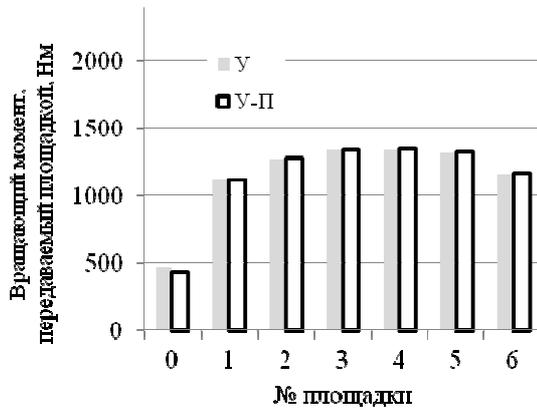
набор погрешностей №1 для фазы 1 набор погрешностей №2 для фазы 1
Рисунок 4.1.4 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



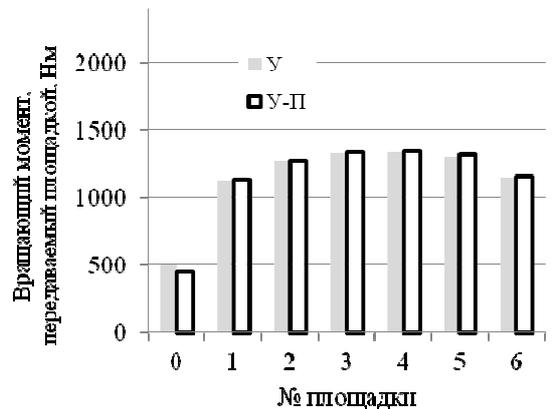
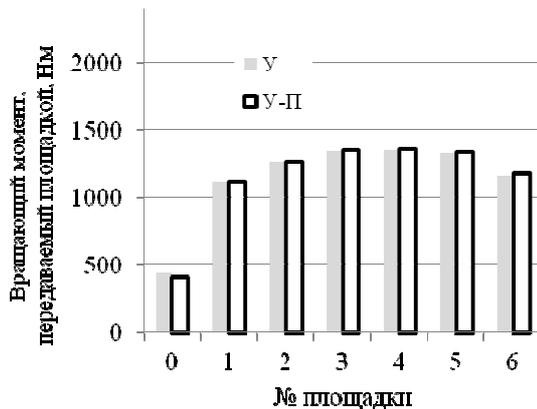
набор погрешностей №3 для фазы 5 набор погрешностей №4 для фазы 1
Рисунок 4.1.5 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



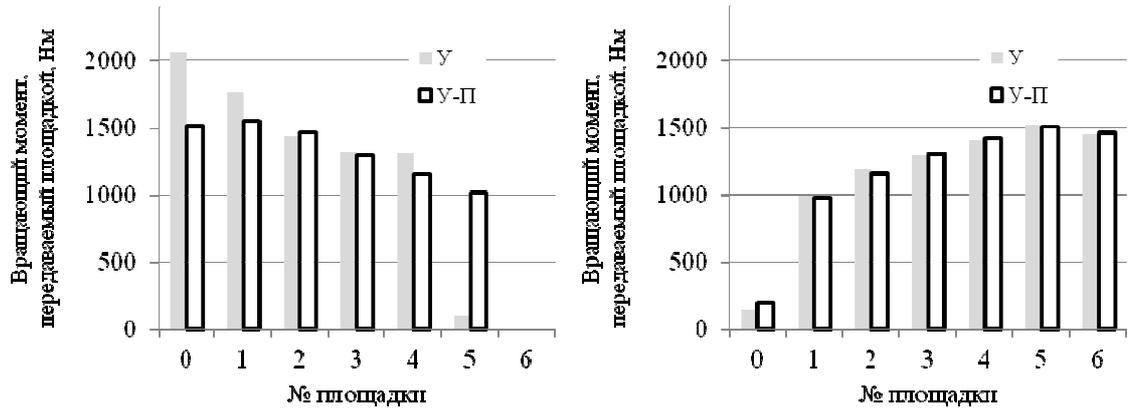
набор погрешностей №5 для фазы 1 набор погрешностей №6 для фазы 3
 Рисунок 4.1.6 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



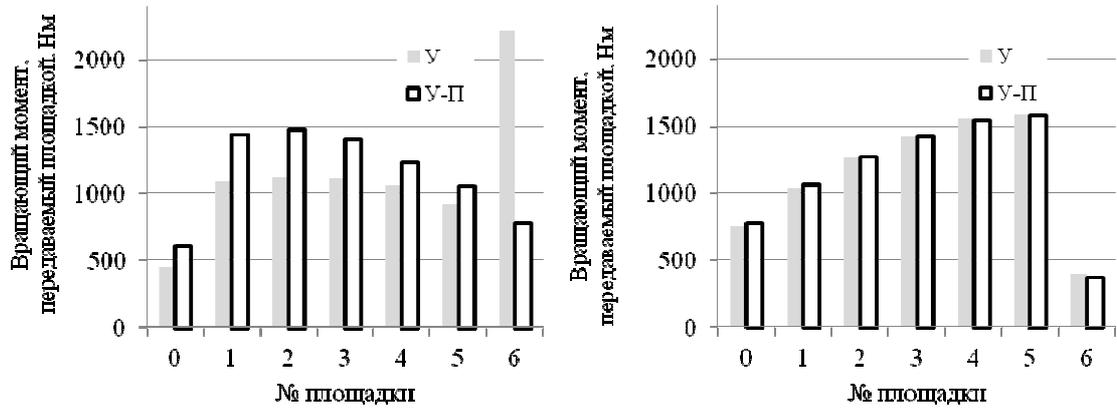
набор погрешностей №7 для фазы 1 набор погрешностей №8 для фазы 1
 Рисунок 4.1.7 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



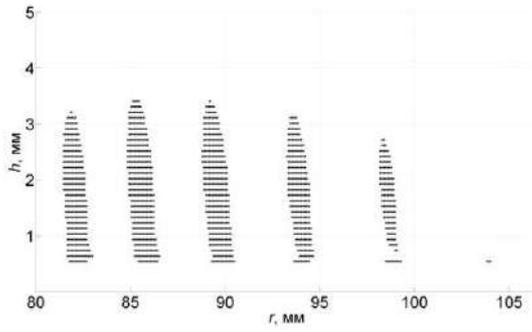
набор погрешностей №10 для фазы 1 набор погрешностей №11 для фазы 1
 Рисунок 4.1.8 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



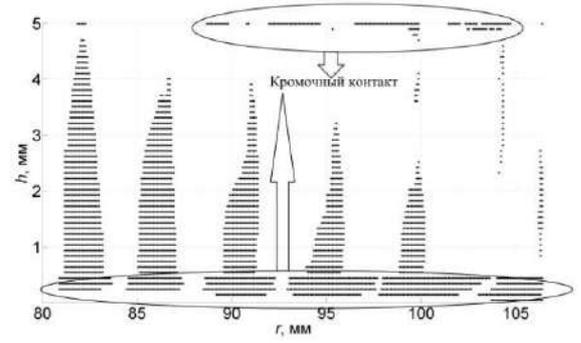
набор погрешностей №12 для фазы 2 набор погрешностей №13 для фазы 1
 Рисунок 4.1.9 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями



набор погрешностей №14 для фазы 1 набор погрешностей №15 для фазы 3
 Рисунок 4.1.10 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе правыми боковыми поверхностями

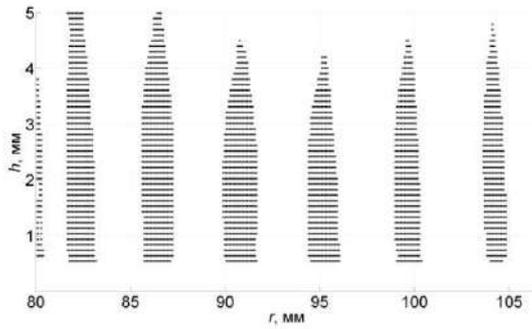


набор погрешностей №0

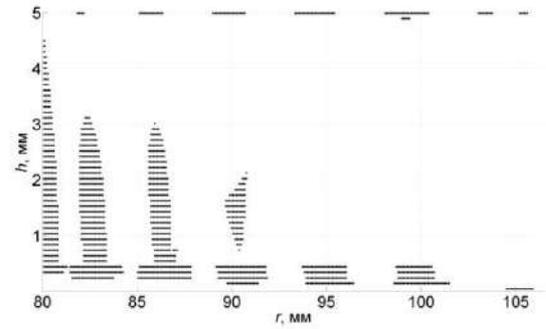


набор погрешностей №12

Рисунок 4.1.11 – Распределение пластической деформации на правой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000 для фазы №2

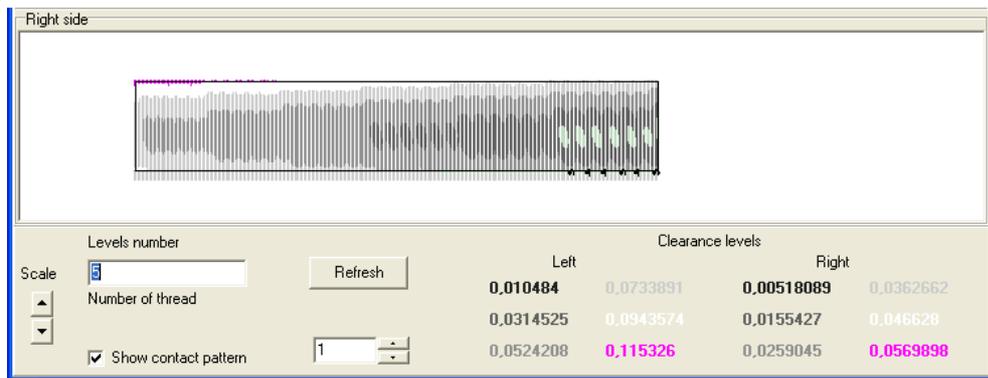


набор погрешностей №9

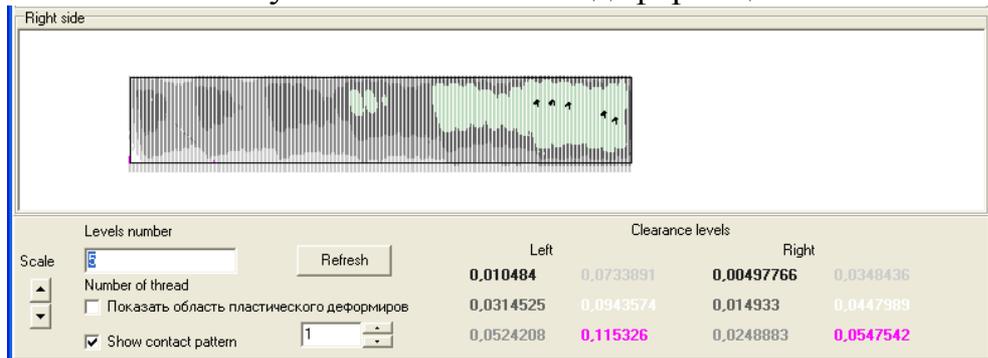


набор погрешностей №14

Рисунок 4.1.12 – Распределение пластической деформации на правой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000 для фазы №1

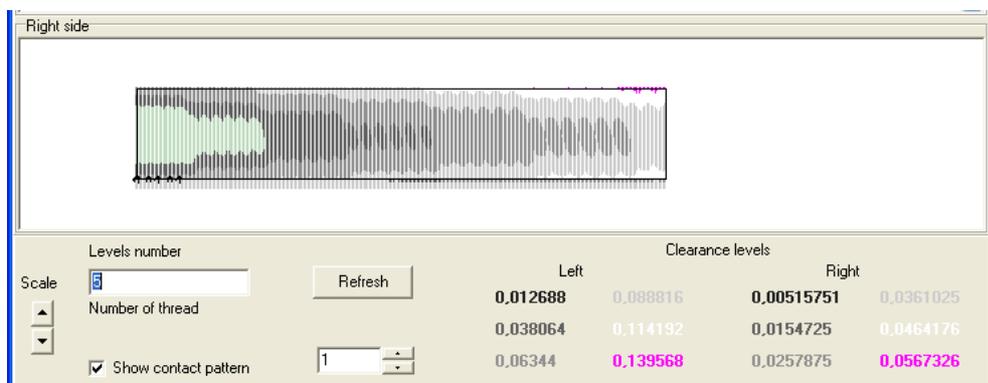


без учета пластической деформации

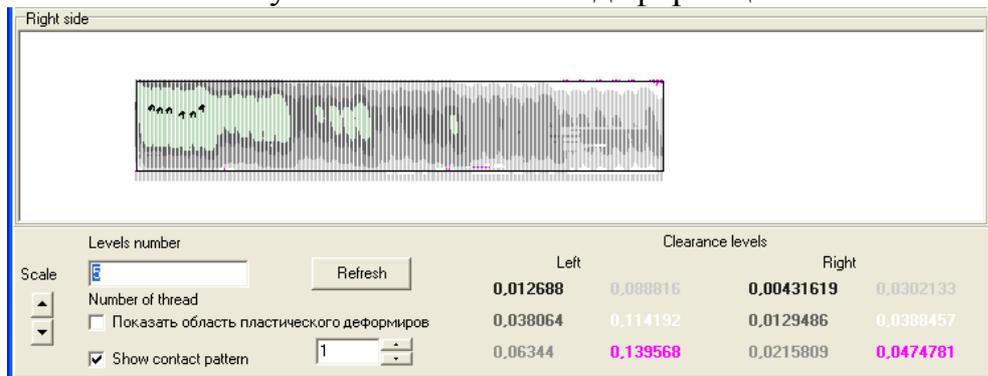


с учетом пластической деформации

Рисунок 4.1.13 – Суммарное пятно контакта на правой боковой поверхности зуба спирального колеса редуктора РЗА-С-4000 для набора погрешностей №3



без учета пластической деформации



с учетом пластической деформации

Рисунок 4.1.14 – Суммарное пятно контакта на правой боковой поверхности зуба спирального колеса редуктора РЗА-С-4000 для набора погрешностей №12

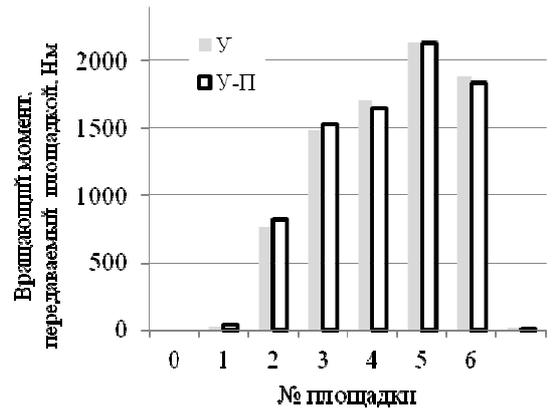
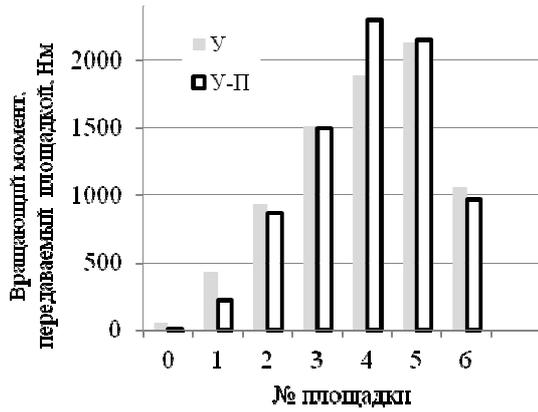
Аналогичные результаты, полученные для этого же редуктора (РЗА-С-4000) для зацепления левых поверхностей, представлены в таблицах 4.1.5, 4.1.6 и рисунках 4.1.15-4.1.19. Как и для правых поверхностей передачи, учет пластической составляющей способствует выравниванию нагруженности между мгновенными площадками контакта, хоть и в меньшей степени, поскольку уровень модификации у левых поверхностей выше, и контакт в основном сосредоточен в центре зуба, поэтому выравнивание в основном происходит между площадками, расположенными также в центре зуба (см. рисунок 4.1.15). На характер распределения нагрузки также в большей степени влияют погрешности шага и межосевого угла, а их сочетание с другими погрешностями приводят к появлению кромочного контакта на вершинах и впадинах (см. рисунок 4.1.17). Если не учитывать кромочный контакт, зацепление левых поверхности менее склонно к образованию очагов пластического деформирования, что можно объяснить большей площадью мгновенных площадок контакта примерно в 1,4...1,7 раза из-за более плотного прилегания боковых поверхностей зубьев (на уровне дифференциальных характеристик это может быть объяснено кратно большими приведёнными радиусами кривизны в контакте левых боковых поверхностей [15]). Положение суммарного пятна контакта более подвержено влиянию погрешностей. Так, для наборов №12 и №14, в которых доминирует положительная погрешность межосевого угла, суммарное пятно смещено к носку зуба колеса (см. рисунок 4.1.19).

Таблица 4.1.5– Коэффициент концентрации нагрузки в передаче редуктора РЗА-С-4000 при работе левыми боковыми поверхностями

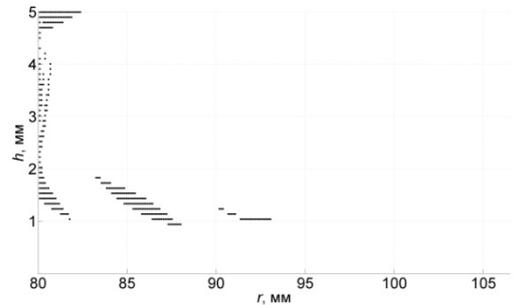
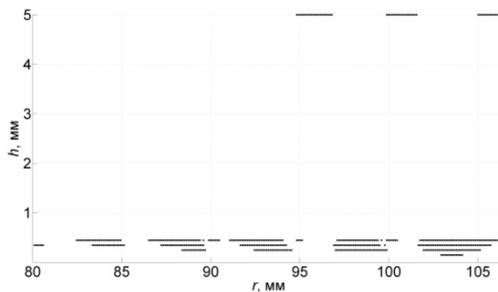
Фаза	Максимальный T_{2j} для фаз при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм															
	№0	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15
0	1869	1757	2143	1957	2339	1886	2078	1869	1869	1873	1822	1868	2324	2557	2343	2584
1	1842	1749	2135	1900	2294	1862	2088	1842	1842	1854	1798	1853	2238	2583	2303	2646
2	1827	1739	2116	1840	2343	1854	2088	1827	1827	1834	1789	1853	2337	2622	2016	2663
3	1867	1759	2116	1808	2382	1898	2116	1867	1867	1883	1838	1904	2040	2623	2153	2651
4	1821	1680	2023	1720	2401	1851	2094	1821	1821	1839	1787	1858	2002	2570	2141	2603
5	1654	1527	1861	1887	2362	1681	1978	1654	1657	1703	1619	1703	2187	2508	2291	2524
Фаза	K_f для фаз при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта															
0	1,64	1,54	1,88	1,71	2,05	1,65	1,82	1,64	1,64	1,64	1,59	1,63	2,03	2,24	2,05	2,26
1	1,61	1,53	1,87	1,66	2,01	1,63	1,83	1,61	1,61	1,62	1,57	1,62	1,96	2,26	2,02	2,32
2	1,60	1,52	1,85	1,61	2,05	1,62	1,83	1,60	1,60	1,60	1,57	1,62	2,04	2,29	1,76	2,33
3	1,63	1,54	1,85	1,58	2,08	1,66	1,85	1,63	1,63	1,65	1,61	1,67	1,79	2,29	1,88	2,32
4	1,59	1,47	1,77	1,50	2,10	1,62	1,83	1,59	1,59	1,61	1,56	1,63	1,75	2,25	1,87	2,28
5	1,45	1,34	1,63	1,65	2,07	1,47	1,73	1,45	1,45	1,49	1,42	1,49	1,91	2,19	2,00	2,21
Фаза	Максимальный T_{2j} для фаз при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм															
0	1868	1757	2145	1956	2338	1886	2079	1868	1868	1863	1848	1869	2270	2527	2330	2593
1	1842	1749	2137	1902	2294	1863	2089	1842	1842	1847	1819	1854	2214	2553	2435	2656
2	1827	1739	2117	1839	2343	1854	2089	1827	1827	1829	1800	1854	2166	2594	2813	2670
3	1867	1758	2117	1798	2381	1899	2116	1867	1867	1883	1838	1903	2004	2604	2075	2655
4	1821	1681	2023	1730	2404	1851	2095	1821	1821	1845	1796	1860	1980	2570	2130	2618
5	1657	1527	1847	1897	2399	1680	1981	1657	1657	1713	1637	1704	2165	2519	2286	2527
Фаза	K_f для фаз при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта															
0	1,63	1,54	1,88	1,71	2,05	1,65	1,82	1,63	1,63	1,63	1,62	1,64	1,99	2,21	2,04	2,27
1	1,61	1,53	1,87	1,66	2,01	1,63	1,83	1,61	1,61	1,62	1,59	1,62	1,94	2,23	2,13	2,32
2	1,60	1,52	1,85	1,61	2,05	1,62	1,83	1,60	1,60	1,60	1,58	1,62	1,90	2,27	2,46	2,34
3	1,63	1,54	1,85	1,57	2,08	1,66	1,85	1,63	1,63	1,65	1,61	1,66	1,75	2,28	1,82	2,32
4	1,59	1,47	1,77	1,51	2,10	1,62	1,83	1,59	1,59	1,61	1,57	1,63	1,73	2,25	1,86	2,29
5	1,45	1,34	1,62	1,66	2,10	1,47	1,73	1,45	1,45	1,50	1,43	1,49	1,89	2,20	2,00	2,21

Таблица 4.1.6 – Результаты расчёта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе левыми боковыми поверхностями

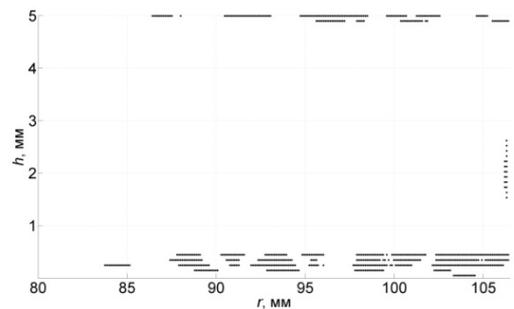
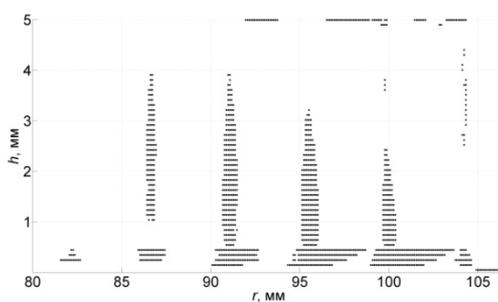
Фаза	Максимальное ΔT_{2j} для разных фаз зацепления при разных наборах погрешностей, %															
	№0	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15
0	2	0	1	54	0	3	0	2	1	10	37	3	83	66	31	70
1	1	2	3	9	0	1	0	1	1	5	10	1	211	19	25	9
2	0	0	3	3	0	0	0	0	0	3	8	1	458	9	62	5
3	0	1	1	2	1	0	0	0	0	3	9	1	308	37	14	4
4	0	2	2	177	2	0	1	0	0	10	18	2	233	13	142	34
5	1	0	4	45	133	5	6	1	1	14	120	26	127	10	57	10
Площадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм															
0	0	267	0	0	272	7	180	0	0	16	0	30	56	0	0	0
1	388	1020	640	386	1702	758	1174	388	388	814	745	820	426	1145	25	1068
2	1383	1666	1796	1243	2362	1681	1978	1383	1383	1703	1619	1703	931	2465	763	2446
3	1869	1680	1861	1616	1750	1617	1661	1869	1869	1597	1554	1619	1506	2557	1483	2584
4	1746	1261	1374	1472	1032	1397	1288	1746	1746	1444	1424	1373	1880	1323	1697	1395
5	1472	1251	1282	1720	662	1407	1075	1472	1472	1389	1439	1368	2138	507	2141	507
6	1046	855	972	1543	219	1106	643	1046	1046	1036	1170	1056	1064	3	1875	0
7	96	0	75	21	0	27	0	96	96	0	48	30	0	0	16	0
Площадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм															
0	0	261	0	0	117	7	170	0	0	19	2	24	10	0	0	0
1	388	1021	640	403	1737	758	1176	388	388	808	759	822	215	1134	42	1040
2	1384	1668	1802	1258	2399	1680	1981	1384	1384	1713	1637	1704	870	2446	816	2439
3	1868	1681	1847	1628	1767	1616	1660	1868	1868	1586	1577	1620	1496	2527	1523	2593
4	1746	1261	1377	1463	1056	1397	1290	1746	1746	1437	1442	1374	2297	1341	1649	1409
5	1472	1252	1286	1730	687	1408	1077	1472	1472	1394	1443	1370	2152	542	2130	517
6	1047	856	976	1510	237	1107	645	1047	1047	1042	1118	1058	962	9	1832	2
7	95	0	72	8	0	26	0	95	95	0	22	29	0	0	7	0
Площадка	w_p в площадках контакта для фазы с максимальным изменением момента в площадке при разных наборах погрешностей, мкм															
0	0,0	18,7	0,0	0,0	56,7	0,0	12,6	0,0	0,0	0,0	0,0	7,5	0,0	0,0	0,0	0,0
1	0,0	0,0	11,6	9,8	3,1	0,0	0,0	0,0	0,0	21,3	52,4	2,9	3,7	32,3	0,0	40,1
2	0,0	0,0	9,2	23,3	9,7	0,0	0,0	0,0	0,0	19,4	42,9	0,0	29,7	34,4	10,9	14,6
3	0,0	0,0	15,9	24,4	17,9	9,3	4,3	0,0	0,0	29,8	36,2	5,7	60,6	40,6	49,8	7,0
4	0,0	0,0	5,1	25,8	5,0	5,7	0,0	0,0	0,0	27,3	22,2	3,3	113,1	23,9	119,7	0,0
5	0,0	0,0	0,0	28,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	13,7	26,7	0,0	120,0	9,9	118,9	0,0
6	0,0	0,0	0,0	42,4	0,0	1,0	0,0	0,0	0,0	12,9	33,9	0,0	120,1	0,0	117,5	0,0
7	8,2	0,0	8,2	37,2	0,0	5,0	0,0	8,2	8,2	0,0	40,1	4,9	75,4	0,0	28,3	0,0



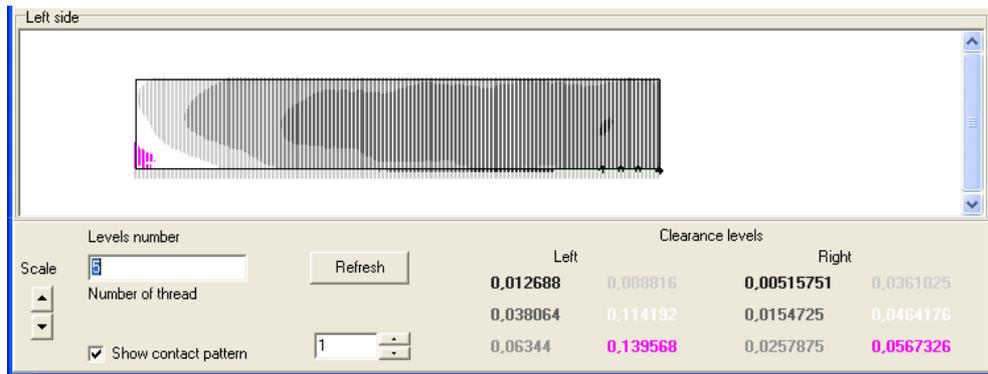
набор погрешностей №12 для фазы 2 набор погрешностей №14 для фазы 4
 Рисунок 4.1.15 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-4000 при работе левыми боковыми поверхностями



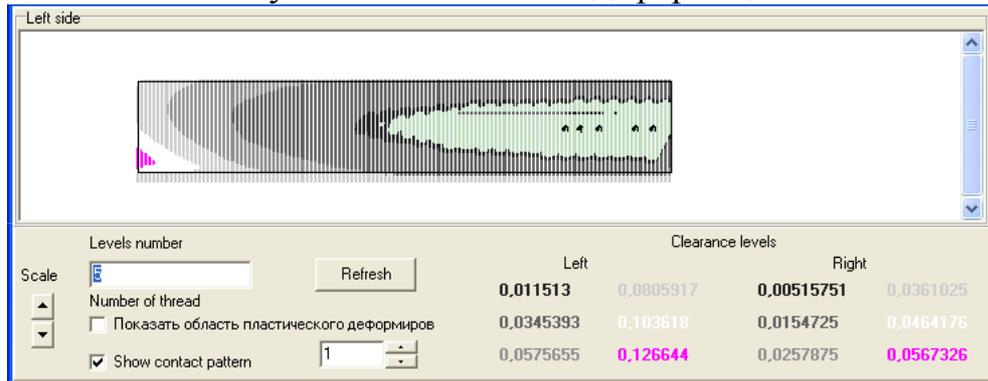
набор погрешностей №3 для фазы №4 набор погрешностей №4 для фазы №5
 Рисунок 4.1.16 – Распределение пластической деформации на левой боковой поверхности зуба спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000



набор погрешностей №12 для фазы №2 набор погрешностей №14 для фазы №4
 Рисунок 4.1.17 – Распределение пластической деформации на левой боковой поверхности зуба спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000

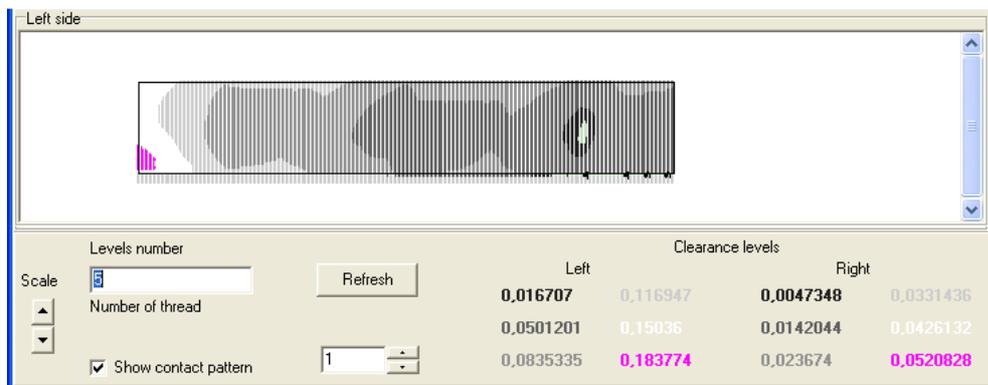


без учета пластической деформации

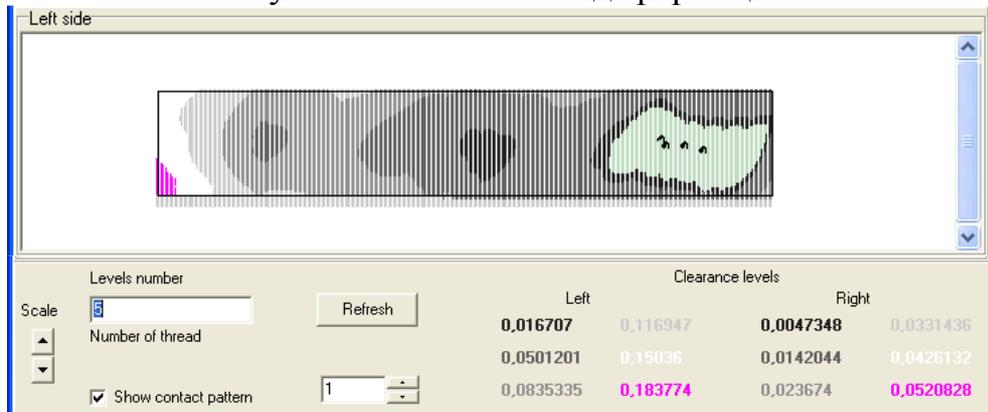


с учетом пластической деформации

Рисунок 4.1.18 – Суммарное пятно контакта на левой боковой поверхности зуба спирального колеса редуктора РЗА-С-4000 для набора погрешностей №12



без учета пластической деформации



с учетом пластической деформации

Рисунок 4.1.19 – Суммарное пятно контакта на левой боковой поверхности зуба спирального колеса редуктора РЗА-С-4000 для набора погрешностей №14

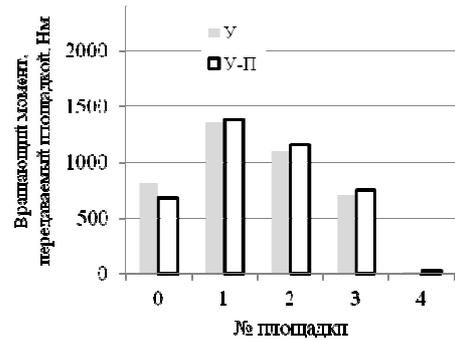
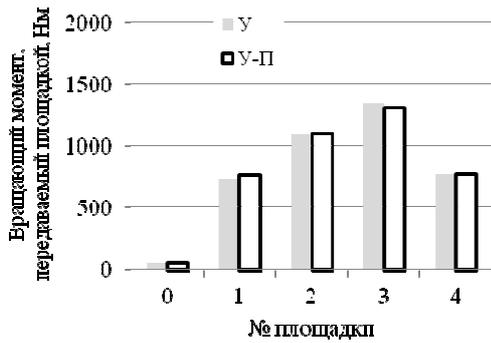
Результаты расчётной оценки нагруженности правых поверхностей передачи редуктора РЗА-С-2000 представлены в таблицах 4.1.7, 4.1.8 и рисунках 4.1.20-4.1.25. Они во многом повторяют ранее продемонстрированные для редуктора РЗА-С-4000, только влияние отдельно взятых погрешностей на концентрацию нагрузки проявляется в меньшей степени, что хорошо объясняется меньшим количеством контактирующих площадок (см. таблицу 4.1.7). Наибольшее влияние также оказывают погрешности шага и межосевого угла, и их сочетание с другими погрешностями, приводящее к появлению кромочного контакта на вершинах и впадинах (см. рисунок 4.1.22). У этих передач одинаковый уровень пластической деформации, что, во-первых, объясняется применением одинаковых материалов, во-вторых, стремлением при проектировании передачи обеспечить сопоставимый уровень нагруженности (что выражается в сопоставимых контактных давлениях). Поскольку зубчатый венец колеса уже, суммарное пятно распространяется по всему зубу (см. рисунок 4.1.24) при изначальном его концентрировании в одной области.

Таблица 4.1.7 – Коэффициент концентрации передачи нагрузки в передаче редуктора РЗА-С-2000 при работе правыми боковыми поверхностями

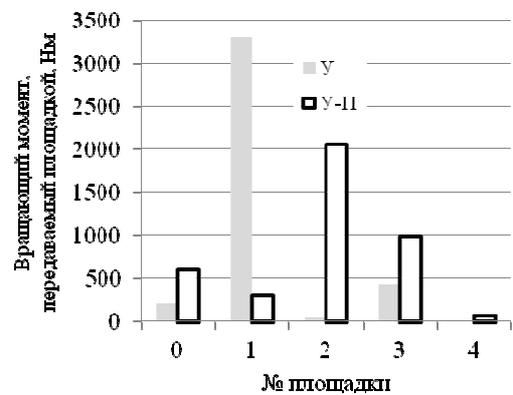
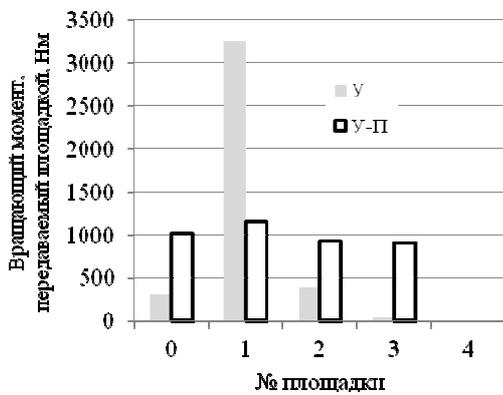
Фаза	Максимальный T_{2f} для фаз при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм															
	№0	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15
0	1096	1120	1105	1257	1215	1286	1371	1101	1095	1102	1094	1104	3165	1145	3198	1140
1	1108	1109	1130	1340	1215	1283	1464	1113	1102	1132	1106	1102	3178	1131	3202	1166
2	1157	1134	1183	1423	1225	1310	1530	1166	1150	1186	1157	1149	3255	1181	3184	1225
3	1167	1158	1177	1418	1229	1359	1474	1167	1169	1227	1177	1156	3304	1269	3303	1216
4	1144	1142	1142	1346	1209	1376	1383	1142	1145	1275	1154	1137	1338	1225	1999	1186
5	1134	1158	1114	1270	1241	1433	1293	1139	1132	1123	1135	1136	3052	1104	1344	1157
Площадка	K_f для фаз при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта															
0	1,10	1,12	1,11	1,26	1,22	1,29	1,37	1,10	1,09	1,10	1,09	1,10	3,17	1,15	3,20	1,14
1	1,11	1,11	1,13	1,34	1,22	1,28	1,46	1,11	1,10	1,13	1,11	1,10	3,18	1,13	3,20	1,17
2	1,16	1,13	1,18	1,42	1,22	1,31	1,53	1,17	1,15	1,19	1,16	1,15	3,25	1,18	3,18	1,22
3	1,17	1,16	1,18	1,42	1,23	1,36	1,47	1,17	1,17	1,23	1,18	1,16	3,30	1,27	3,30	1,22
4	1,14	1,14	1,14	1,35	1,21	1,38	1,38	1,14	1,15	1,28	1,15	1,14	1,34	1,22	2,00	1,19
5	1,13	1,16	1,11	1,27	1,24	1,43	1,29	1,14	1,13	1,12	1,13	1,14	3,05	1,10	1,34	1,16
Площадка	Максимальный T_{2f} для фаз при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм															
0	1095	1116	1106	1247	1209	1273	1372	1100	1090	1082	1090	1101	1040	1114	1303	1141
1	1108	1107	1131	1327	1212	1284	1459	1113	1104	1085	1112	1102	1259	1140	1267	1162
2	1160	1136	1185	1397	1230	1330	1519	1166	1157	1165	1167	1153	1148	1225	864	1228
3	1177	1169	1183	1380	1243	1381	1479	1173	1182	1193	1185	1172	1397	1224	2052	1229
4	1148	1148	1143	1310	1218	1377	1391	1145	1151	1170	1153	1142	1417	1241	1382	1191
5	1132	1153	1113	1235	1236	1398	1289	1134	1130	1121	1131	1136	1390	1106	1223	1159
Площадка	K_f для фаз при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта															
0	1,10	1,12	1,11	1,25	1,21	1,27	1,37	1,10	1,09	1,08	1,09	1,10	1,04	1,11	1,30	1,14
1	1,11	1,11	1,13	1,33	1,21	1,28	1,46	1,11	1,10	1,09	1,11	1,10	1,26	1,14	1,27	1,16
2	1,16	1,14	1,18	1,40	1,23	1,33	1,52	1,17	1,16	1,16	1,17	1,15	1,15	1,23	0,86	1,23
3	1,18	1,17	1,18	1,38	1,24	1,38	1,48	1,17	1,18	1,19	1,18	1,17	1,40	1,22	2,05	1,23
4	1,15	1,15	1,14	1,31	1,22	1,38	1,39	1,15	1,15	1,17	1,15	1,14	1,42	1,24	1,38	1,19
5	1,13	1,15	1,11	1,24	1,24	1,40	1,29	1,13	1,13	1,12	1,13	1,14	1,39	1,11	1,22	1,16

Таблица 4.1.8 – Результаты расчёта передачи редуктора РЗА-С-2000 при работе правыми боковыми поверхностями

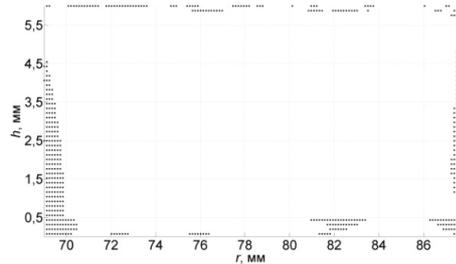
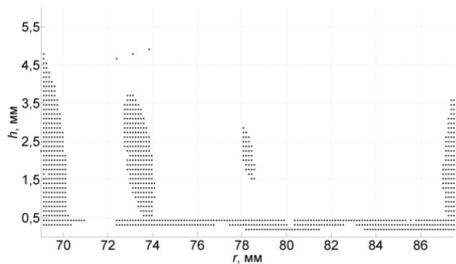
Фаза	Максимальное ΔT_{2j} для разных фаз зацепления при разных наборах погрешностей, %															
	№0	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15
0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	7	1	0	1020	6	819	0
1	0	0	0	2	0	2	0	0	0	9	1	0	1664	6	2396	0
2	2	2	8	3	3	9	4	7	2	9	3	2	2717	28	3679	4
3	7	6	7	5	9	34	8	5	8	18	8	8	1665	16	5389	8
4	7	8	6	12	12	18	11	6	8	15	8	8	139	22	149	3
5	0	1	0	5	1	3	0	0	0	5	1	0	616	3	29	1
Площадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм															
0	202	276	615	47	416	810	7	671	475	373	452	239	313	553	215	354
1	1010	1052	1065	734	1209	1359	622	1089	1070	1109	1064	1017	3255	1108	3303	937
2	1144	1142	1183	1097	1141	1109	1064	1166	1169	1227	1177	1137	400	1181	37	1165
3	1089	1044	1135	1346	871	702	1383	1073	1107	1174	1117	1068	32	1152	432	1216
4	556	485	1	776	363	21	925	1	179	117	190	539	0	7	12	327
Площадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм															
0	188	254	603	53	367	684	8	660	435	418	417	219	1015	583	595	344
1	1014	1057	1065	763	1218	1381	632	1090	1078	1111	1070	1021	1148	1029	301	951
2	1148	1148	1185	1102	1157	1159	1074	1166	1182	1193	1185	1142	929	1225	2052	1176
3	1096	1055	1146	1310	886	749	1391	1083	1123	1140	1127	1079	908	1154	986	1229
4	554	485	1	773	372	28	895	1	182	138	202	539	0	9	66	300
Площадка	w_p в площадках контакта для фазы с максимальным изменением момента в площадке при разных наборах погрешностей, мкм															
0	10,8	13,1	8,6	28,3	25,0	41,0	0,0	10,6	17,9	4,7	41,2	13,4	85,3	6,6	91,2	12,5
1	2,7	3,1	2,4	30,6	5,4	7,7	0,0	2,3	3,6	28,3	26,0	2,9	119,2	32,3	118,5	1,4
2	2,8	2,7	2,3	37,6	3,4	2,2	1,9	1,7	3,6	32,0	26,3	3,0	120,4	18,0	119,2	3,2
3	0,6	0,6	0,5	42,9	0,0	0,0	3,7	0,0	0,8	28,2	24,4	0,6	121,0	27,0	117,8	2,2
4	5,7	5,3	0,0	41,7	0,6	0,0	17,6	0,0	3,4	0,0	4,0	6,0	0,0	0,0	120,9	27,3



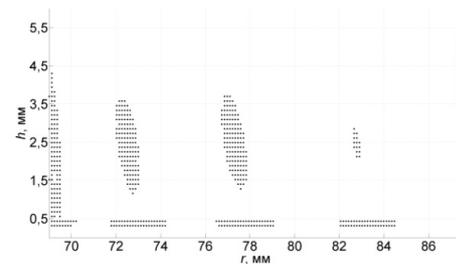
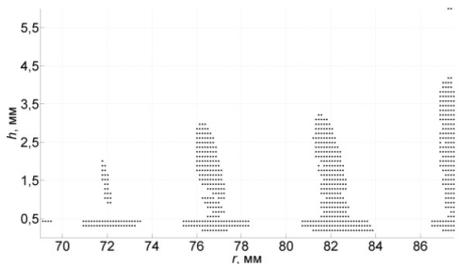
набор погрешностей №3 для фазы 4 набор погрешностей №5 для фазы 3
 Рисунок 4.1.20 Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-2000 при работе правыми боковыми поверхностями



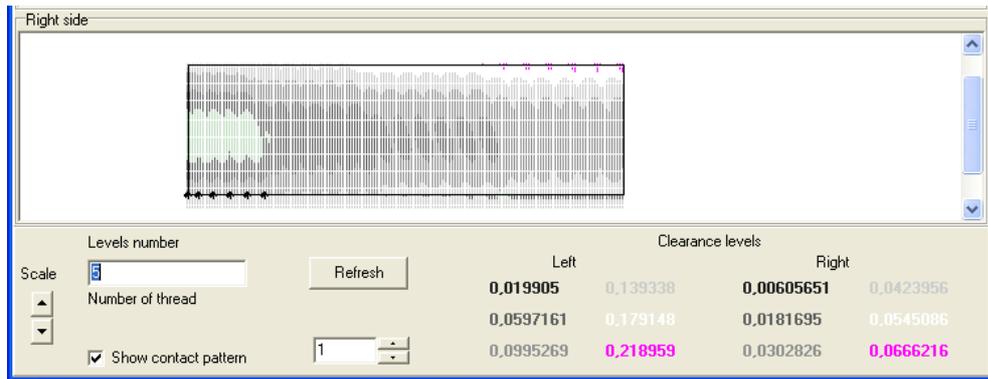
набор погрешностей №12 для фазы 2 набор погрешностей №14 для фазы 3
 Рисунок 4.1.21 – Распределение вращающего момента по площадкам контакта передачи редуктора РЗА-С-2000 при работе правыми боковыми поверхностями



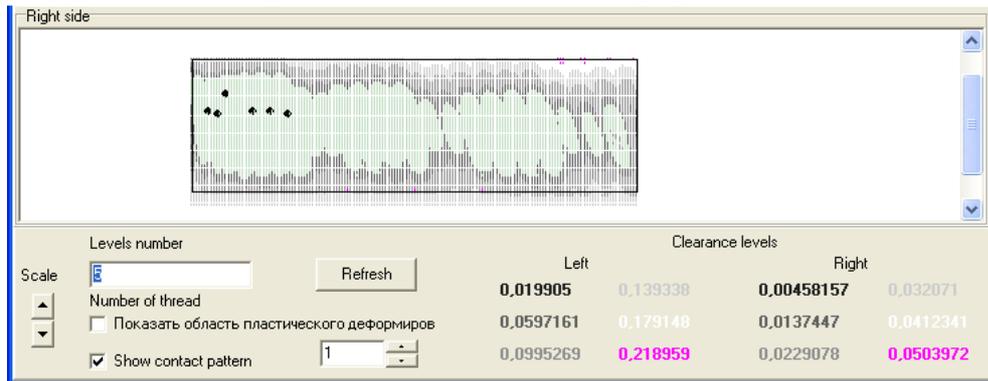
набор погрешностей №12 для фазы №2 набор погрешностей №14 для фазы №3
 Рисунок 4.1.22 – Распределение пластической деформации на правой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-2000



набор погрешностей №3 для фазы №4 набор погрешностей №10 для фазы №3
 Рисунок 4.1.23 – Распределение пластической деформации на правой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-2000

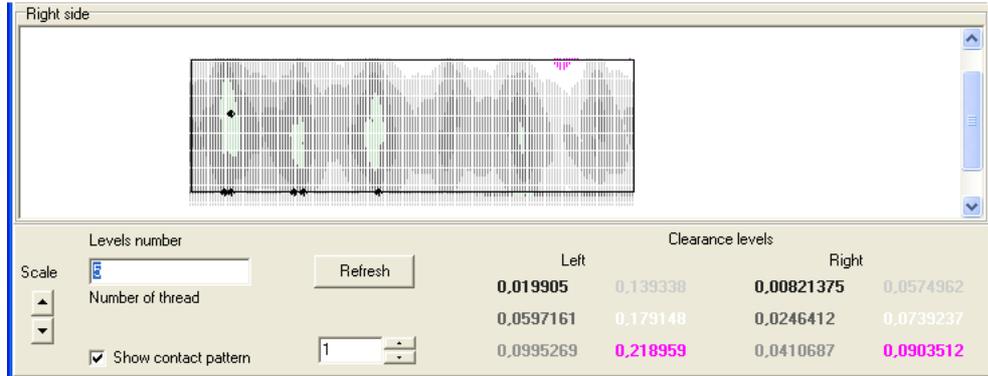


без учета пластической деформации

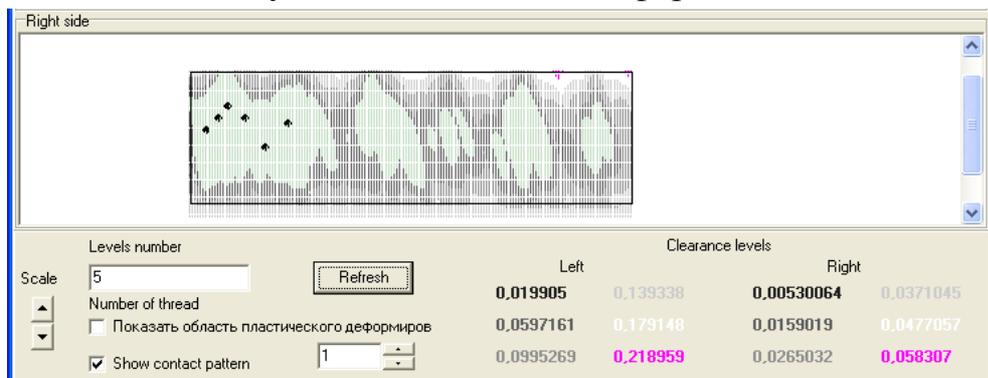


с учетом пластической деформации

Рисунок 4.1.24 – Суммарное пятно контакта на правой боковой поверхности спирального колеса редуктора РЗА-С-2000 для набора погрешностей №12



без учета пластической деформации

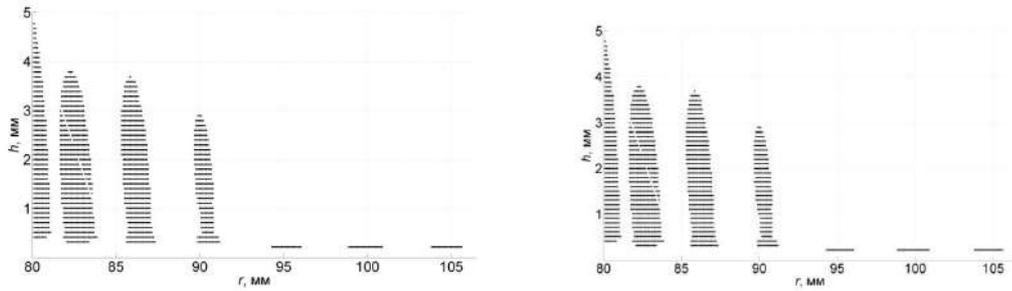


с учетом пластической деформации

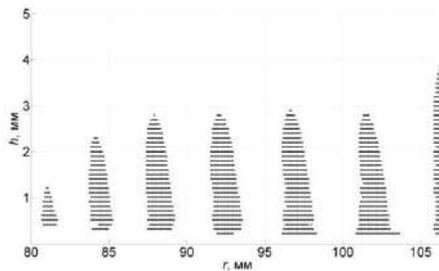
Рисунок 4.1.25 – Суммарное пятно контакта на правой боковой поверхности спирального колеса редуктора РЗА-С-2000 для набора погрешностей №14

Таблица 4.1.9 Результаты расчёта передачи редуктора РЗА-С-4000 при $f_{xr} = 0$ и увеличенном радиальном зазоре на 15%

Фаза	Максимальное ΔT_{2j} для разных фаз зацепления при разных наборах погрешностей, %					
	правая боковая поверхность			левая боковая поверхность		
	3	12	14	3	12	14
0	2	17	15	18	26	46
1	3	14	11	9	20	32
2	4	10	15	4	22	19
3	4	13	3	1	17	9
4	5	14	3	8	27	2
5	5	12	7	27	35	9
Пло- щадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упругим характером контакта, Нм					
0	651	1308	800	0	0	0
1	947	1516	1541	318	22	0
2	1178	1611	1524	1202	612	427
3	1354	1432	1374	1417	1191	1101
4	1518	1151	1172	1498	1575	1543
5	1596	746	940	1754	2160	2262
6	757	237	649	1628	2229	2362
7	–	–	–	183	212	306
Пло- щадка	T_{2j} для фазы с максимальным его изменением при разных наборах погрешностей с упруго-пластическим характером контакта, Нм					
0	682	1288	676	0	0	0
1	980	1574	1530	333	44	0
2	1198	1524	1541	1224	671	484
3	1352	1375	1411	1441	1223	1136
4	1489	1164	1202	1508	1587	1588
5	1558	797	967	1757	2151	2285
6	741	278	673	1593	2165	2297
7				144	157	210
Пло- щадка	w_p в площадках контакта для фазы с максимальным изменением момента в площадке при разных наборах погрешностей, мкм					
0	3,0	18,1	42,0	0,0	0,0	0,0
1	4,9	9,8	12,5	0,0	0,0	0,0
2	9,3	28,8	9,8	15,5	28,2	4,2
3	31,8	30,3	4,9	21,0	41,1	16,4
4	33,3	21,4	17,6	17,6	45,9	14,1
5	49,0	8,6	16,2	19,7	54,0	28,8
6	34,9	1,9	12,5	31,0	69,4	46,3
7	–	–	–	48,9	89,6	46,3

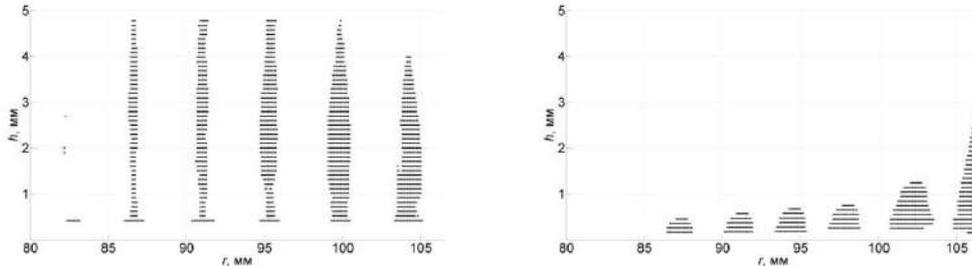


набор погрешностей №12 для фазы №5 набор погрешностей №14 для фазы №1
 Рисунок 4.1.26 – Распределение пластической деформации на правой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000 при $f_{xr} = 0$ и увеличенном радиальном зазоре на 15%

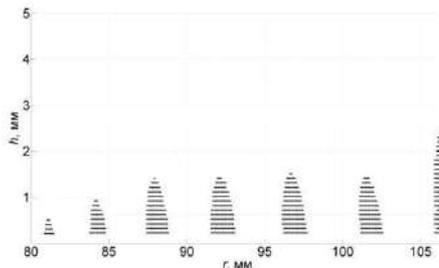


набор погрешностей №3 для фазы №4

Рисунок 4.1.27 – Распределение пластической деформации на правой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000 при $f_{xr} = 0$ и увеличенном радиальном зазоре на 15%



набор погрешностей №12 для фазы №5 набор погрешностей №14 для фазы №1
 Рисунок 4.1.28 – Распределение пластической деформации на левой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000 при $f_{xr} = 0$ и увеличенном радиальном зазоре на 15%



набор погрешностей №3 для фазы №4

Рисунок 4.1.29 – Распределение пластической деформации на левой боковой поверхности спироидного колеса редуктора РЗА-С-4000 при $f_{xr} = 0$ и увеличенном радиальном зазоре на 15%

Обобщая результаты расчетов, описанные выше, можно сделать следующие выводы:

1) высказанное в первой главе работы предположение о перераспределении вращающего момента по мгновенным площадкам контакта, вызванное пластическим деформированием боковых поверхностей зубьев и витков, подтверждается и хорошо демонстрируется – при появлении кромочного контакта, вызванного в большей степени неудачным сочетанием погрешностей, в частности, погрешности межосевого угла и осевого положения колеса (набор погрешностей №12, №14) или при концентрации нагрузки в одной области, как произошло при погрешности шага (наборе погрешностей №5) и погрешности межосевого угла (наборе погрешностей №4) при работе правой боковой поверхности редуктора РЗА-С-4000;

2) появление пластического деформирования боковых поверхностей зубьев при пиковых нагрузках, в два раза превышающих наибольшие, усиливает положительное качество спироидной передачи – относительно малую её чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа; в частности, даже при заданном низком уровне точности (12 степень точности) и неблагоприятном сочетании погрешностей, описанных в предыдущем пункте, пятно контакта имеет приемлемую форму и расположение (см. рисунок 4.1.14);

3) зацепление левых боковых поверхностей менее склонно к образованию очагов пластической деформации, что можно объяснить большей площадью мгновенных площадок контакта примерно в 1,4...1,7 раза из-за более плотного прилегания боковых поверхностей зуба спироидного колеса и витка спироидного червяка.

4) на характер распределения вращающего момента между мгновенными площадками контакта и, как следствие, на степень концентрации нагрузки в большей степени влияют погрешности осевого шага червяка и межосевого угла, при этом их влияние усиливается при увеличении коэффициента перекрытия.

5) неблагоприятный кромочный контакт по вершинам и впадинам на зубьях и витках (см. рисунок 4.1.11) провоцируется сочетанием положительной погрешно-

сти осевого положения колеса (колесо приближено к червяку) и погрешности межосевого угла, при этом знак последней зависит от изначального положения пятна контакта (его смещения к пятке или носку зуба). Следует отметить, что пластическая деформация кромок вершин способствует выравниванию нагрузки, но может являться причиной появления сколов на них, пример подобных сколов продемонстрирован в первой главе данной работы на рисунке 1.1.8. Исходя из опыта эксплуатации и общепринятых рекомендаций [19, 60] концентрацию нагрузки на кромках зубьев следует снижать, для этого мы предлагаем использовать практически очевидные методы:

- ограничить приближение спироидного колеса к червяку (при назначении соответствующих требований к осевому положению колеса и регулировке зацепления);
- обеспечить локализацию контакта, компенсирующую появление систематической погрешности или деформации конструкции, которые ведут к кромочному контакту;
- увеличить радиальный зазор в передаче (эта мера требует проверки сохранения изгибной прочности зуба);

В таблице 4.1.9 и на рисунках 4.1.26-4.1.29 продемонстрирована эффективность данных приемов;

б) огранка на боковой поверхности зуба колеса, как отдельно рассматриваемая погрешность, не приводит к увеличению концентрации нагрузки в зацеплении в целом, хоть контакт (нагрузка) и сосредоточен на ее вершинах, после пластической деформации он распространяется по боковой поверхности зуба спироидного колеса. В сочетании с другими погрешностями, огранка способствует более равномерному распределению нагрузки между парами зубьев и исключению кромочного контакта на носке и пятке зуба; верхний уровень огранки следует ограничивать по результатам оценки пластической деформации и сравнения её с величиной, допускаемой для заданного материала зуба.

4.2 Сравнение нагруженности передачи редукторов разных поколений разработки

Одной из тенденций современного машиностроения является повышение компактности изделий. Это в полной мере относится к спироидным редукторам ТПА и связано с уменьшением размеров главных элементов редукторов – спироидных передач. Само по себе уменьшение размеров обычно ведёт к снижению себестоимости изделий и, соответственно, повышению их конкурентоспособности. К этому стремятся, однако, разумеется, оно не всегда возможно: имеются факторы, ограничивающие возможность уменьшения. В случае низкоскоростных тяжелонагруженных передач одним из главных факторов является потеря прочности зубьев из-за уменьшения их размеров и увеличения нагрузки, действующей на зубья. Количественно оценить возможность уменьшения размера и/или изменения соотношения параметров передачи как раз можно, применяя метод и программное обеспечение, изложенные в предыдущих главах. Второй стороной вопроса является определение нагрузки, допустимой для каждого типоразмера передачи – как показала практика, в большинстве случаев такая оценка позволяет увеличить паспортный нагрузочный момент редуктора без изменения его основных размеров. Оговоримся, что в рамках данной работы идёт речь о контактной нагруженности, об определении такого допустимого уровня нагруженности передач, при котором:

- пластическая деформация контактных поверхностей не прогрессирует с увеличением числа циклов нагружения, то есть пластическое деформирование за короткий период работы приводит к некоторой устоявшейся форме контактных поверхностей;
- пластическое перемещение не превосходит некоторой наперёд заданной величины, определяемой пластическими свойствами материалов зубьев.

Для оценки было выбрано три группы по две пары редукторов аналогов:

- 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.

Для каждого из редукторов рассчитаны вращающие моменты, передаваемые мгновенными площадками контакта, коэффициент распределения нагрузки по мгновенным площадкам контакта в рассматриваемой фазе зацепления (K_{ff}) (4.2) и пластическая деформация в этих площадках при действии наибольшего и пикового момента по варианту нагружения 2 (см. вторую главу данной диссертации), с учетом и без учета погрешностей (в тексте заголовки результатов с учетом погрешности будут помечаться буквой «п»). Для определения величины погрешностей производилась выборка изделий в количестве 10 шт. из общей партии редукторов и определялось среднее значение каждой погрешности. В качестве моделируемых погрешностей были выбраны: погрешность межосевого расстояния (f_{ar}), погрешность шага (f_{xr}), погрешность межосевого угла ($f_{\Sigma r}$), погрешность осевого положения спироидного колеса (f_x), значения будут приведены ниже для каждой группы редукторов.

$$K_{ff} = \frac{T_{2j}}{T_{2cp}}, \quad 4.2.1$$

Первая группа редукторов – это редукторы РС1-60 (конструкторский шифр изделия – ПС 28) и РЗА-С-2000 (ПС 142), их геометрические характеристики приведены в табл. 1.1.1, а конструкция – на рисунках 1.1.4 и 1.1.5. Основными отличиями редуктора РЗА-С-2000 (ПС 142) от сопоставляемого предшественника – редуктора РС1-60 (ПС 28) – являются:

- уменьшенный диаметр колеса с 200 мм до 175 мм (в 1,14 раза);
- уменьшенная ширина венца колеса – с 27,5 мм до 18,5 мм (в 1,49 раза);
- введена локализация контакта по высоте зуба.

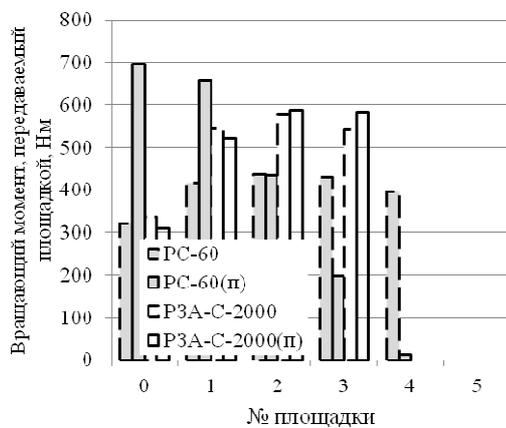
Таблица 4.2.1 – Значения погрешностей для первой группы редукторов

Погрешность	Значение, мкм
f_{aw}	50
f_{px}	100
f_{Σ}	50
f_x	-10

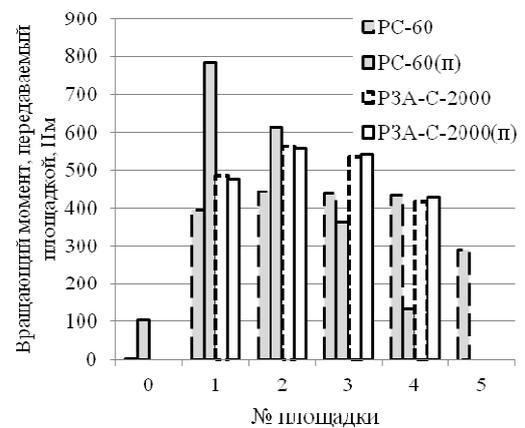
Результаты расчетов представлены в таблицах 4.2.2, 4.2.3 и графиках, показанных на рисунках: 4.2.1, 4.2.2, 4.2.3.

Таблица 4.2.2 – Результаты моделирования первой группы редукторов при $T_2=2000$ Нм

№ площадки	PC1-60 (ПС 28)				P3A-C-2000 (ПС 142)			
	Вращающий момент, передаваемый площадкой, Нм							
	№ фазы							
	2	2п	5	5п	2	2п	5	5п
0	321	696	3	104	336	309	0	0
1	417	658	395	785	543	521	486	476
2	437	435	442	613	579	587	562	555
3	430	197	439	362	542	583	535	540
4	395	13	434	135	0	0	417	426
5	0	0	288	0	–	–	–	–
–	K_{ff}							
0	0,8	1,7	0	0,3	0,7	0,8	0,0	0,0
1	1,0	1,6	1,0	2,0	1,1	1,1	1,0	1,0
2	1,1	1,1	1,1	1,5	1,2	1,1	1,1	1,1
3	1,1	0,5	1,1	0,9	1,1	1,1	1,1	1,1
4	1,0	0,0	1,1	0,3	0,0	0,0	0,8	0,9
5	0,0	0,0	0,7	0,0	–	–	–	–
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм							
0	0,00	8,00	0,00	9,90	1,08	6,73	0,00	0,00
1	0,00	2,02	1,75	8,39	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0,00	0,00	2,69	5,76	0,00	0,00	0,00	0,00
3	0,00	0,00	3,73	1,72	0,00	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	3,83	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	0,00	0,00	0,00	0,00	–	–	–	–



фаза 2

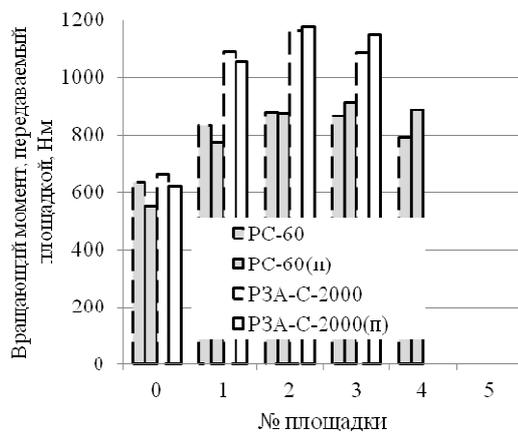


фаза 5

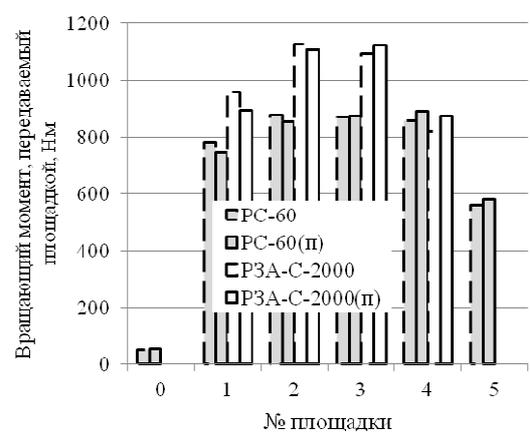
Рисунок 4.2.1 – Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта в передачах первой группы редукторов при $T_2=2000$ Нм

Таблица 4.2.3 – Результаты моделирования первой группы редукторов 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	–	–
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	–	–	–	–
	K_{ff}							
0	0,8	0,7	0,1	0,1	0,7	0,6	–	–
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	–	–	–	–
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм							
0	4,43	4,30	9,74	9,12	4,00	4,00	–	–
1	4,89	3,64	7,85	7,44	5,85	2,85	5,61	2,82
2	5,19	6,20	10,28	12,16	5,19	2,78	6,12	3,35
3	5,06	6,63	11,83	14,10	2,47	0,67	2,60	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	–	–	–	–



фаза 2



фаза 5

Рисунок 4.2.2 – Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта в передачах первой группы редукторов при $T_2=4000$ Нм

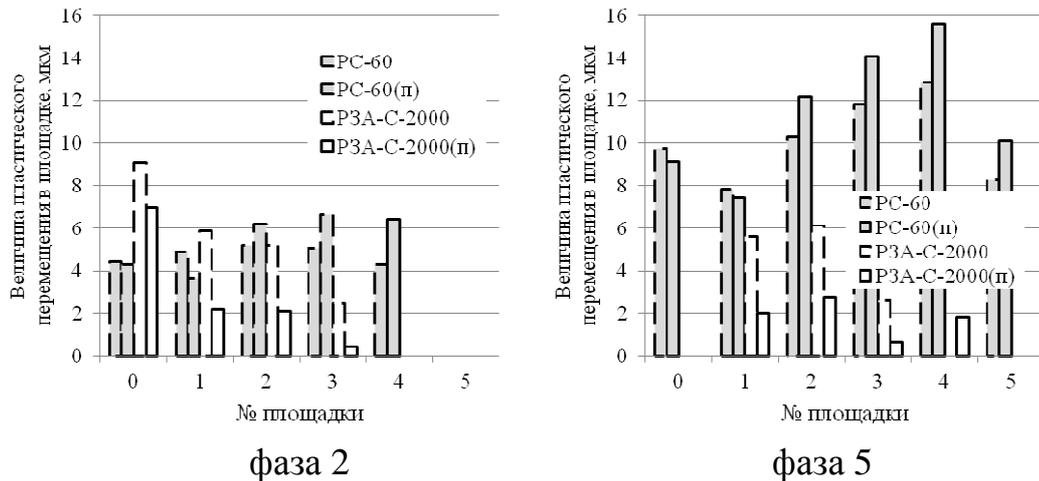


Рисунок 4.2.3 – Величина пластического перемещения в мгновенных площадках контакта в передачах первой группы редукторов при $T_2=4000\text{Нм}$

Во всех рассмотренных случаях (обеих передачах и обоих уровнях их нагруженности) алгоритм продемонстрировал быстрое схождение к решению (число итераций не превысило 25) и дал ограниченную зону пластической деформации зубьев (разумеется, когда она была). Это даёт основание для прогноза: процесс пластического деформирования контактных поверхностей в передачах не будет прогрессировать.

Изменение размеров передачи 3-го поколения редукторов привело к:

- уменьшению коэффициента перекрытия;
- небольшому уменьшению плеча действия силы в зацеплении.

Как видно из представленных данных, всё это привело к тому, что вращающий момент, передаваемый отдельными мгновенными площадками контакта, вырос, однако концентрации нагрузки не произошло, рост оказался практически равномерным для всех наиболее нагруженных площадок, которые сосредоточены в центральной (более прочной) части зуба. При пиковой нагрузке пластическое перемещение в среднем меньше в 1,3...2 раза, благодаря введенной профильной локализации контакта, способствующей исключению кромочного контакта на вершинах и впадинах, где была сосредоточена пластическая деформация для редуктора 1-го поколения. Величина наибольшего пластического перемещения – 15,62 мкм для редукторов 1-го поколения и 6,12 мкм для редукторов 3-го поколения – не превосходит принятой выше допустимой (30 мкм).

Типовые испытания редукторов 3-го поколения показали их работоспособность

в течение всего заданного ресурса при действии указанных (пиковых, наибольших и номинальных) паспортных нагрузок (протоколы испытаний приведены в Приложении А).

Вторая группа редукторов – это многооборотные редукторы, предназначенные для управления шиберными и клиновыми задвижками, для них характерна более высокая продолжительность работы за один цикл – от 5 до 60 минут. Поэтому при сходных массогабаритных характеристиках многооборотные редукторы имеют несколько меньшую нагрузочную способность, чем четвертьоборотные редукторы. Конструктивно эти редукторы во многом подобны четвертьоборотным: корпус редуктора состоит из двух частей, непосредственно самого корпуса, в котором полностью смонтирован узел червяка с входным фланцем редуктора и основания, в котором расположены подшипниковые опоры колеса с самим колесом и выходным фланцем редуктора. В редукторах первого поколения спироидный червяк монтировался в подшипниках качения и имел консольное исполнение, что позволяло разместить сравнительно большие отверстия в колесе и корпусе в сравнении с четвертьоборотными, для прохождения выдвижного элемента арматуры, но это приводило к повышенным изгибным деформациям тела червяка, вследствие чего пятно контакта концентрировалось на пятке зуба спироидного колеса. Для исключения этого в редукторах третьего поколения применено исполнение червяка с разнесёнными опорами, причём одна из них расположена внутри венца колеса, а для сохранения размеров центрального отверстия применяются подшипники скольжения. Спироидное колесо во всех исполнениях монтируется в подшипниках скольжения. Для оценки нагруженности в качестве представителя редукторов первого поколения был выбран – РЗАМ-С-2500 (ПС 78), а третьего поколения – РЗАМ-С-2500 (ПС 128), геометрические характеристики представлены в таблице 4.2.4, конструкция на рисунках 4.2.4 и 4.2.5. Основными отличиями редуктора РЗАМ-С-2500 (ПС 128) являются уменьшенные в 1,1 раза размеры спироидного колеса и межосевого расстояния и увеличенный в 1,1 раза диаметр спироидного червяка.

Результаты расчетов представлены в таблицах 4.2.6, 4.2.7 и графиках, показан-

ных на рисунках 4.2.6-4.2.8.

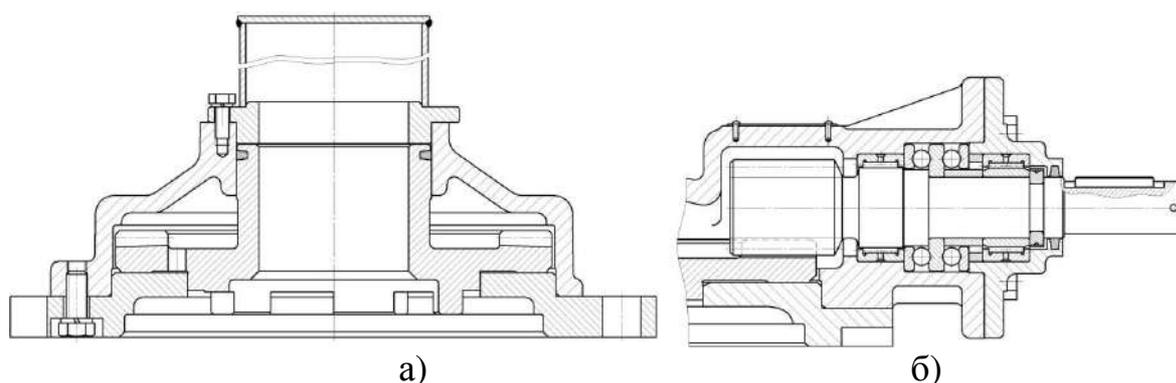


Рисунок 4.2.4 – Разрез редуктора РЗАМ-С-2500 (ПС 78) по оси колеса а) и оси червяка б)

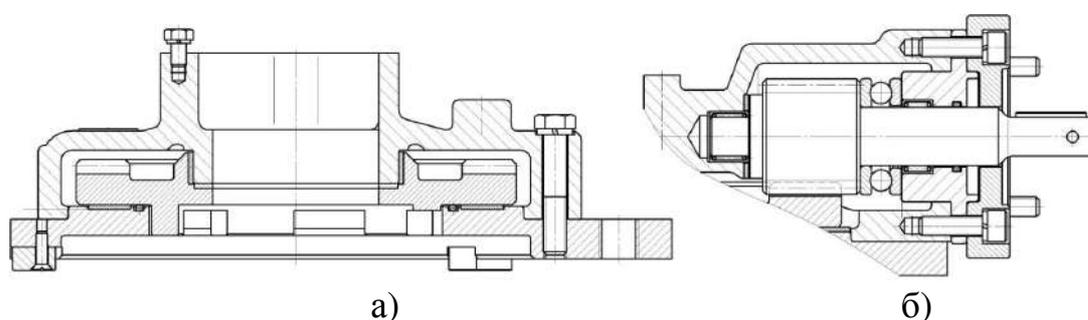


Рисунок 4.2.5 – Разрез редуктора РЗАМ-С-2500 (ПС 128) по оси колеса а) и оси червяка б)

Таблица 4.2.4 – Технические характеристики редукторов второй группы

Параметр	Модель (обозначение по КД)	
	РЗАМ-С-2500 (ПС 78)	РЗАМ-С-2500 (ПС 128)
Межосевое расстояние, мм	77	65
Осовой модуль червяка, мм	5,04	4,005
Число зубьев колеса / число витков червяка	35/2	37/2
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	55	59,5
Внешний / внутренний диаметры спироидного колеса, мм	250/190	224/170
Коэффициенты высоты головки / ножки	0,8/1,0	0,8/1,0
Углы профиля правой / левой боковых поверхностей, град	8,82/24,37	10,56/27,38
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	2500	
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	5000	
Материал звеньев спироидной передачи / твёрдость поверхности	Сталь 40X / 45...50 HRC	

Таблица 4.2.5 – Значения погрешностей для второй группы редукторов

Погрешность	Значение, мкм
f_{aw}	60
f_{px}	-30
f_{Σ}	-80
f_x	20

Таблица 4.2.6 – Результаты моделирования второй группы редукторов при $T_2=2500$ Нм

№ площадки	РЗАМ-С-2500 (ПС 78)				РЗАМ-С-2500 (ПС 128)			
	Вращающий момент, передаваемый площадкой, Нм							
	№ фазы							
	0	0п	5	5	0	0п	5	5п
0	103	878	496	0	242	882	565	0
1	926	985	981	958	771	906	727	994
2	966	636	971	924	767	648	703	886
3	504	0	52	618	720	64	505	619
	K_{ff}							
0	0,2	1,4	0,8	0,0	0,4	1,4	0,9	0,0
1	1,5	1,6	1,6	1,5	1,2	1,4	1,2	1,6
2	1,5	1,0	1,6	1,5	1,2	1,0	1,1	1,4
3	0,8	0,0	0,1	1,0	1,2	0,1	0,8	1,0
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм							
0	3,77	7,98	0,00	0,00	4,95	5,87	6,1	8,11
1	0,00	0,00	0,00	8,54	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0,00	0,00	0,00	4,31	0,00	0,00	0,00	0,00
3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

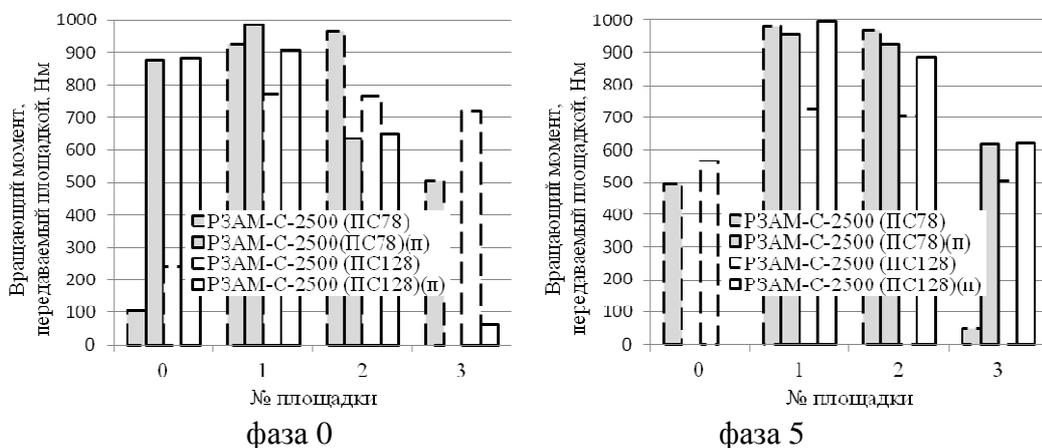
Рисунок 4.2.6 – Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта в передачах второй группы редукторов при $T_2=2500$ Нм

Таблица 4.2.7 – Результаты моделирования второй группы редукторов при $T_2=5000$ Нм

№ площад- ки	РЗАМ-С-2500 (ПС 78)				РЗАМ-С-2500 (ПС 128)			
	Вращающий момент, передаваемый площадкой, Нм							
	№ фазы							
	0	0п	5	5п	0	0п	5	5п
0	295	1501	1015	0	527	1599	1014	0
1	1801	1955	1926	1652	1507	1743	1473	1819
2	1880	1526	1893	1833	1558	1399	1521	1763
3	1024	18	167	1515	1408	259	991	1417
	K_{ff}							
0	0,2	1,2	0,8	0,0	0,4	1,3	0,8	0,0
1	1,4	1,6	1,5	1,3	1,2	1,4	1,2	1,5
2	1,5	1,2	1,5	1,5	1,2	1,1	1,2	1,4
3	0,8	0,0	0,1	1,2	1,1	0,2	0,8	1,1
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм							
0	14,59	9,26	6,47	0,00	5,76	5,53	5,64	0,00
1	6,86	8,36	8,61	18,89	1,03	0,65	1,07	4,12
2	6,83	7,32	9,39	16,05	0,82	0,00	0,85	3,20
3	5,59	0,00	15,12	7,84	0,00	0,59	4,39	1,16

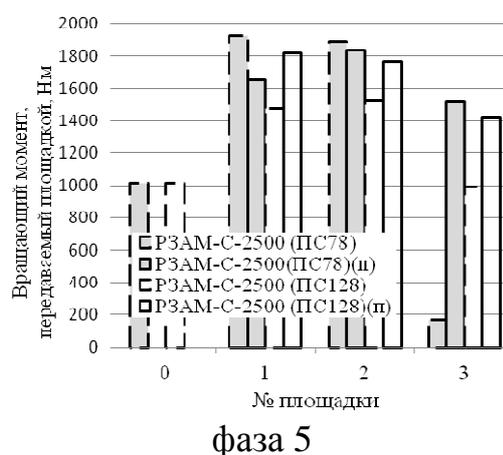
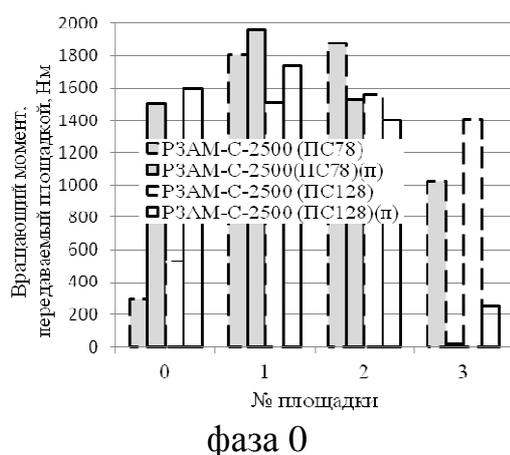


Рисунок 4.2.7 – Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта в передачах второй группы редукторов при $T_2=5000$ Нм

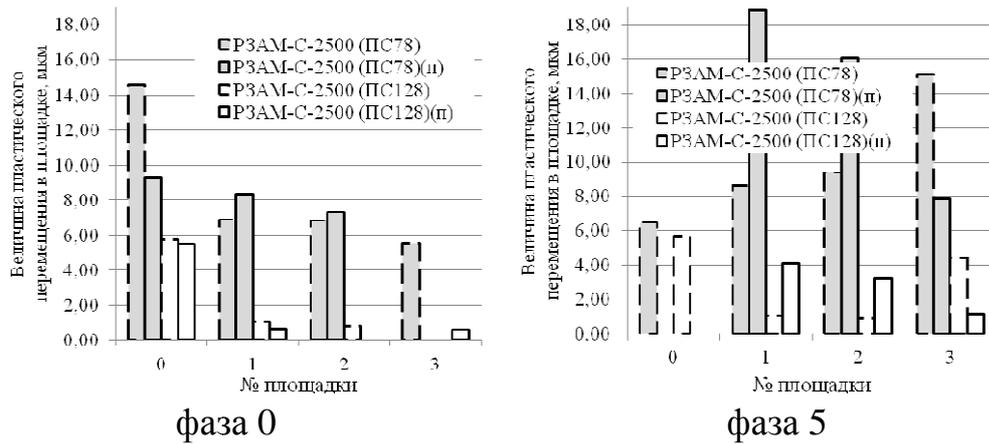


Рисунок 4.2.8 – Величина пластического перемещения в мгновенных площадках контакта в передачах второй группы редукторов при $T_2=5000$ Нм

Как и в случае анализа передач четвертьоборотных редукторов, алгоритм быстро сходился к решению и дал ограниченную зону пластической деформации зубьев, что также служит основанием для прогноза: процесс пластического деформирования контактных поверхностей в передачах не будет прогрессировать.

При уменьшении размеров передачи 3-го поколения, хотя коэффициент перекрытия и уменьшился, но за счет более сбалансированной локализации контакта удалось добиться равномерного распределения вращающего момента по мгновенным площадкам контакта, что привело к снижению его величины в них при сравнении с передачами редукторов 1-го поколения. Такое распределение вращающего момента привело к снижению величины пластических перемещений на 69%, при этом величина наибольшей расчётной пластического перемещения составила 19 мкм для редукторов 1-го поколения и 6 мкм для редукторов 3-го поколения, что также не превосходит принятой выше допустимой (30 мкм).

Типовые испытания редукторов 3-го поколения показали их работоспособность в течение всего заданного ресурса при действии указанных (пиковых, наибольших и номинальных) паспортных нагрузках (протоколы испытаний приведены в Приложении А).

Для представителя **третьей группы редукторов** – четвертьоборотного редуктора 2-го поколения РЗА-С-8200 подобрана локализация контакта, позволяющая минимизировать кромочный контакт. Технические характеристики с исходным (обозначение редуктора РЗА-С-8200) и увеличенным наибольшим вращающими

моментами (обозначение редуктора РЗА-С-11200) представлены в таблице 4.2.8, поле модификации зуба спироидного колеса и величина модификации представлены в таблице 4.2.9, конструкция редуктора показана на рисунке 4.2.9.

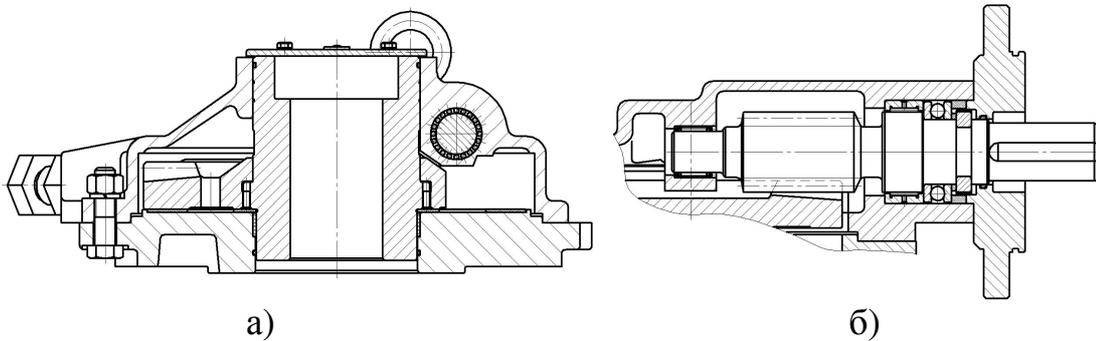


Рисунок 4.2.9 – Разрез редуктора РЗА-С-11200 по оси колеса а) и оси червяка б)

Таблица 4.2.8 – Технические характеристики передачи редукторов третьей группы

Параметр	Модель	
	РЗА-С-8200	РЗА-С-11200
Межосевое расстояние, мм	93	
Осевой модуль червяка, мм	4,998	
Число зубьев колеса / число витков червяка	40/1	
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	62	
Внешний / внутренний диаметры спироидного колеса, мм	300/220	
Коэффициенты высоты головки / ножки	1/1,2	
Степень локализации контакта	см. таблицу 4.2.9	
Углы профиля правой / левой боковых поверхностей	10° / 26°	11,95°/28,01°
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	8200	11200
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	16800	
Материал звеньев спироидной передачи / твёрдость поверхности	Сталь 40Х / 45...50HRC	

Таблица 4.2.9 – Поле модификации зуба колеса

Модель	Поле модификации зуба колеса	Величина модификации, мкм	
		продольной	профильной
РЗА-С-8200	Сопряженная передача с линейным контактом	–	–
РЗА-С-11200		0	0,08

Таблица 4.2.10 – Значения погрешностей для третьей группы редукторов

Погрешность	Значение, мкм
f_{aw}	90
f_{px}	60
f_z	90
f_x	-100

Результаты расчетов представлены в таблице 4.2.11 и графиках, представленных на рисунках: 4.2.10, 4.2.11.

Таблица 4.2.11 – Результаты моделирования третьей группы редукторов при $T_2=11200$ Нм

№ площадки	РЗА-С-8200				РЗА-С-11200			
	Вращающий момент, передаваемый площадкой, Нм							
	№ фазы							
	4	4п	5	5п	4	4п	5	5п
0	1070	1383	271	436	1007	1336	246	439
1	2632	2968	2620	3002	2648	2974	2714	3076
2	2827	2851	2899	2983	2829	2849	2920	2998
3	2712	2442	2853	2643	2682	2406	2776	2565
4	1959	1556	2557	2136	2034	1634	2544	2123
	K_{ff}							
0	0,48	0,62	0,12	0,19	0,45	0,60	0,11	0,20
1	1,18	1,33	1,17	1,34	1,18	1,33	1,21	1,37
2	1,26	1,27	1,29	1,33	1,26	1,27	1,30	1,34
3	1,21	1,09	1,27	1,18	1,20	1,07	1,24	1,14
4	0,87	0,69	1,14	0,95	0,91	0,73	1,14	0,95
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм							
0	9,88	55,51	11,27	54,01	12,49	14,56	3,45	8,46
1	2,47	17,77	4,86	26,16	3,25	1,10	4,38	2,73
2	4,16	19,33	7,26	28,84	2,28	0,00	3,62	2,18
3	5,32	19,46	9,31	29,98	0,43	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	5,85	15,69	0,00	0,00	0,00	0,00

В обоих случаях (при исходной поверхности зуба и наибольшем вращающем моменте и при модифицированной поверхности зуба и увеличенном вращающем моменте) алгоритм быстро сходится к решению, и дает ограниченную зону пластической деформации, что свидетельствует, как выше уже говорилось, о том, что пластическая деформация не будет прогрессировать. Примененная профильная локализация контакта не привела к увеличению концентрации нагрузки, максимальный коэффициент концентрации нагрузки составил 1,37, что сопоставимо с исходным 1,34. Однако это позволило снизить в 3,8 раза максимальную расчетную величину пластического перемещения с 56 мкм до 14 мкм.

Типовые испытания редуктора модели РЗА-С-11200 показали его работоспособность в течение всего заданного ресурса при действии повышенных паспортных нагрузок (протоколы испытаний приведены в Приложении А).

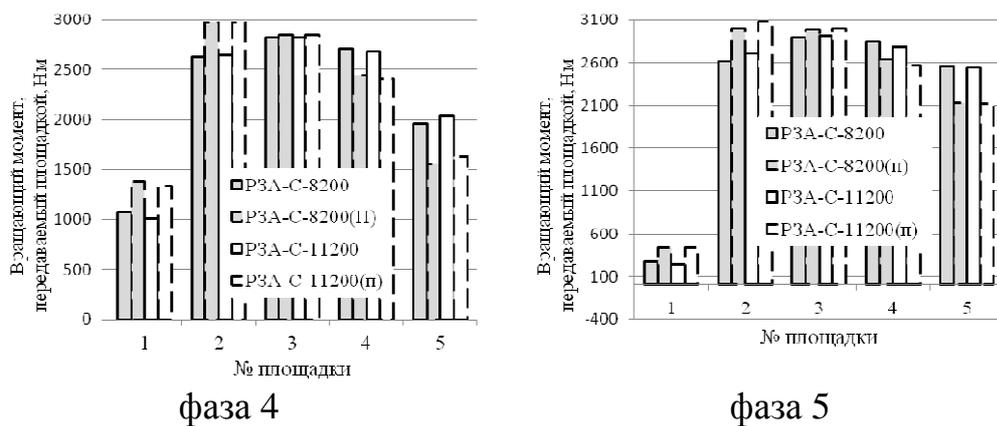


Рисунок 4.2.10 Распределение вращающего момента по мгновенным площадкам контакта в передачах третьей группы редукторов при $T_2=11200$ Нм

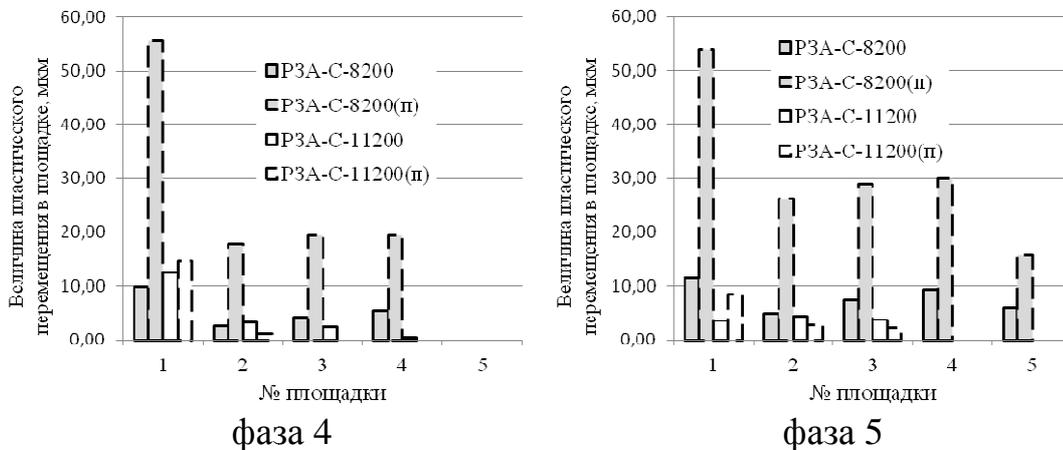


Рисунок 4.2.11 Величина пластического перемещения в мгновенных площадках контакта в передачах третьей группы редукторов при $T_2=11200$ Нм

4.3 Нагруженность передач редукторов 3-го поколения с ручным управлением

В последние годы для редукторов трубопроводной арматуры явно прослеживается тенденция на появление отдельной разновидности редукторов – исключительно под ручное управление. Такие редукторы характеризуются:

- повышенным наибольшим вращающим моментом;
- меньшим, зачастую ненормируемым, ресурсом;
- более плавным приложением вращающего момента на входном валу;
- более низкой частотой вращения, не более 10...30 об/мин.

В частности, такие мировые производители, как AUMA [119], Rotork [120], Pro-Gear [118], на базе своей основной линейки редукторов, разработали отдельную линейку исключительно под ручное управление с повышенным вращающим моментом при сохранении исходных габаритов передачи. С учётом этой тенденции была разработана новая линейка четвертьоборотных спироидных редукторов ручного управления на базе редукторов 3-го поколения. При сохранении основных параметров передачи была незначительно изменена конструкция редуктора:

- радиальные подшипниковые опоры червяка были заменены на подшипники скольжения, что позволило увеличить статическую нагруженность; также это позволило развить шейки червяка в поперечном сечении, что повысило его изгибную прочность;
- изменена схема подшипниковых опор колеса – радиальная нагрузка воспринимается радиальными опорами, которыми служат непосредственно расточки в корпусе и основании; осевая нагрузка передается на основание по всей площади его контакта со спироидным колесом, что позволяет исключить такой негативный фактор, как прогиб спироидного колеса.

Данные изменения позволили усилить конструкцию редуктора при сохранении её исходных габаритов.

Внесённые конструктивные изменения во многом носили технический характер

и не представляли собой особой проблемы. Главной проблемой стала оценка возможности большего нагружения главных элементов редукторов – спироидных передач. С этой целью при проектировании линейки редукторов под ручное управление для определения наибольшего вращающего момента были проведены две серии расчетов:

- в первой, используя разработанный метод, определялся наибольший вращающий момент по контактной нагруженности, при котором величина пластического перемещения не превышает допустимую, а пятно пластического деформирования не прогрессирует;

- во второй в системе ANSYS определялся наибольший вращающий момент по изгибной нагруженности, при этом поверхности, импортированные в систему, учитывали в себе пластическое перемещение, возникшую после обкатки и рассчитанную при первой серии расчетов.

Вторая серия расчетов выходит за пределы поставленных задач данной диссертации (заслуживает самостоятельного исследования) и приведена в качестве примера использования полученных данных и пути будущего развития предложенного метода. В качестве допустимого изгибного напряжения мы приняли значение 1100 МПа, рассчитанное по ГОСТ 21354-87.

Пиковый вращающий момент для данных редукторов был принят неизменным по отношению к редукторам основной линейки, то есть для редукторов обеих линеек принят один и тот же уровень нагружения, приводящий к поломке (рisku поломки) элементов редуктора. Целью расчёта было установление / проверка допустимости увеличения наибольшего момента передачи. При моделировании первой серии расчетов рассматривались два состояния – без влияния погрешностей и с их влиянием (взяты опасные комбинации погрешностей, установленные выше в п. 4.1). В частности, для редуктора модели РРЗА-С-3500 это был приведенный выше редуктор РЗА-С-2000, на его же базе продемонстрируем пример проведенных расчетов. Конструкция спроектированного редуктора продемонстрирована на рисунке 4.3.1, результаты первой серии расчетов сведены в таблицу 4.3.1, а второй серии показаны на рисунках 4.3.2 и сведены в таблицу 4.3.2.

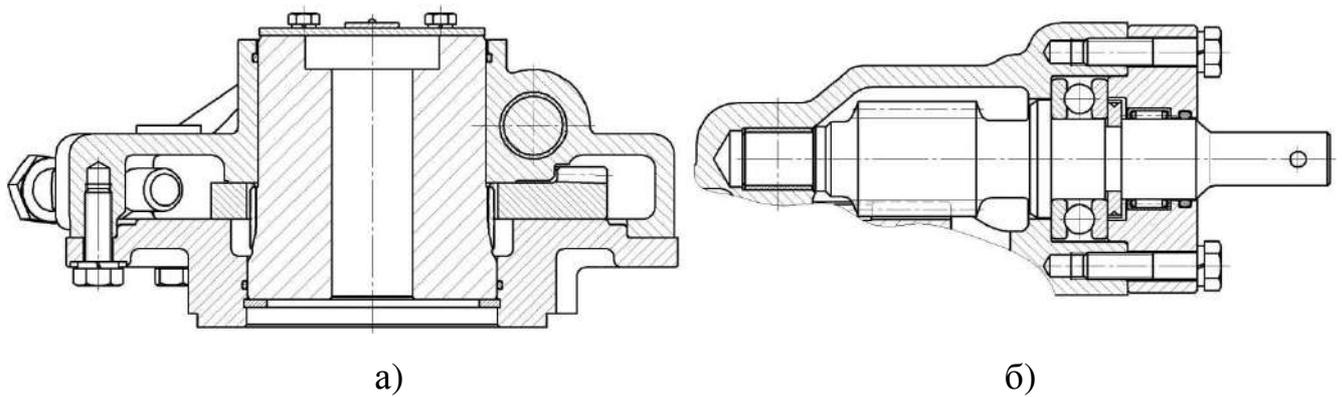


Рисунок 4.3.1 – Разрез редуктора PP3A-C-3500 по оси колеса а) и оси червяка б)

Таблица 4.3.1 Результаты моделирования

№ площадки	PP3A-C-3500			
	Вращающий момент, передаваемый площадкой, Нм			
	№ фазы			
	3	3п	4	4п
0	381	390	149	160
1	941	959	893	913
2	1034	1038	1009	1013
3	976	966	961	952
4	169	147	487	463
–	K_{ff}			
0	0,54	0,56	0,21	0,23
1	1,34	1,37	1,28	1,30
2	1,48	1,48	1,44	1,45
3	1,39	1,38	1,37	1,36
4	0,24	0,21	0,70	0,66
–	Величина пластического перемещения в площадке, мкм			
0	11,71	12,73	7,75	9,35
1	1,37	1,55	1,24	1,54
2	1,16	32,20	1,27	32,77
3	0,00	23,07	0,00	23,43
4	2,56	0,82	3,83	3,46

При расчете алгоритм быстро сходился к решению и дал ограниченную зону пластической деформации. Увеличение вращающего момента привело к незначительному увеличению концентрации нагрузки в центре зуба. Максимальный коэффициент концентрации нагрузки составил 1,48, это можно объяснить меньшей

изгибной податливостью зубьев в центральной части зуба, что ранее было продемонстрировано в [54].

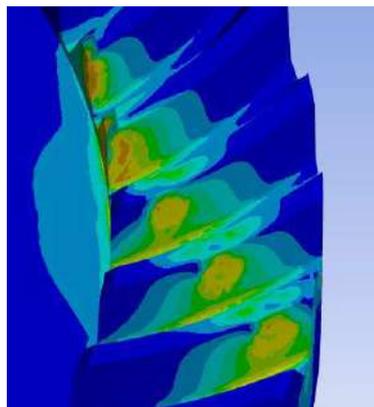


Рисунок 4.3.2 – Графическая иллюстрация результатов расчета в системе ANSYS

Таблица 4.3.2 – Результаты расчета в системе ANSYS

№ площадки	Максимальное изгибно-сдвиговое напряжение в основании зуба, МПа
0	600
1	520
2	498
3	553
4	180

Как видно из таблицы изгибно-сдвиговые напряжения не превышают допустимого значения, минимальный коэффициент запаса 1,8.

Типовые испытания редуктора модели РРЗА-С-3500 показали его работоспособность в течение всего заданного ресурса при действии паспортных нагрузок (протоколы испытаний приведены в Приложении А), а специально выполненный «краш-тест» редуктора показал, что зацепление сохраняет прочность даже при статически приложенном вращающем моменте 6050 Нм (слабым звеном редуктора в целом оказался крепёж крышки червяка).

Подобные расчёты для других представителей линейки редукторов под ручное управление дали аналогичные результаты. Основные технические характеристики спроектированной новой линейки редукторов ручного управления и величина максимальной пластической деформации, рассчитанной при наибольшем вращающем моменте, представлены в таблице 4.3.3, общие виды редукторов показаны на рисунке 4.3.3.

Таблица 4.3.3 – Технические характеристики спроектированной линейки редукторов ручного управления

Параметр	PP3A-C-550	PP3A-C-1200	PP3A-C-1900	PP3A-C-3500	PP3A-C-6500	PP3A-C-12500	PP3A-C-18000	PP3A-C-25000	PP3A-C-36000	PP3A-C-48000
Модель редуктора аналога	P3A-C-300	P3A-C-600	P3A-C-1000	P3A-C-2000	P3A-C-4000	P3A-C-8000	P3A-C-11200	P3A-C-16000	P3A-C-20000	P3A-C-32000
Межосевое расстояние, мм	30,5	40	50	60	70	90	93	110	122	130
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	25	28	37	42	47	61	62	73	75	85
Внешний диаметры спироидного колеса, мм	90	117	147	175	213	268	300	330	350	400
Наибольший вращающий момент на выходном валу, Нм	600	1200	1900	3500	6500	12500	18000	25000	36000	48000
Пиковый вращающий момент на выходном валу, Нм	900	2000	2500	4000	8000	16000	25000	32000	48000	60000
Масса, кг	5	9	12	18	28	55	70	93	105	135
Максимальная величина пластического перемещения, рассчитанная при наибольшем вращающем моменте, мкм	29,87	31,50	30,62	32,77	34,12	38,98	29,56	31,23	40,27	45,64
Количество произведенных редукторов PP3A/P3A, шт. (2020 г.)	1000/1000	230/150	920/2900	700/8500	300/4500	50/2300	10/4200	50/800	10/8200	10/1450
Количество поломок передачи в пределах указанного ресурса, шт.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0



PP3A-C-550

PP3A-C-3500

PP3A-C-12500



PP3A-C2-18000

PP3A-C2-48000

Рисунок 4.3.3 – Общий вид ручных четвертьоборотных спироидных редукторов

Главными результатами, описанными в четвертой главе, являются:

1 Численное моделирование нагруженности спироидной передачи и оценка влияния различных конструкторско-технологических факторов на распределение нагрузки и деформативность зубьев позволили установить, что в статическом режиме наибольшее негативное влияние на степень концентрации нагрузки оказывают погрешности шага и межосевого угла. При этом остальные рассматриваемые погрешности в значительной степени компенсируются упруго-пластическими деформациями зацепляющихся элементов передачи. С помощью расчетных моделей доказано свойство нагруженных реальных спироидных передач реализовывать теоретический коэффициент перекрытия в широком диапазоне технологических погрешностей и деформаций элементов конструкции.

2 Разработанные расчетные модели и компьютерные программы внедрены в качестве инструментальных средств в практику проектирования спироидных редукторов и исследования нагруженности спироидных передач в научном подразделении «Институт механики имени профессора Гольдфарба В. И.» ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова», ООО «Механик» и в учебный процесс и использованы при проектировании низкоскоростных тяжело нагруженных спироидных редукторов двух типоразмерных рядов – для клиновых задвижек (многооборотные редукторы) и шаровых кранов и дисковых затворов (четвертьоборотные редукторы).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение изложения настоящей работы, направленной на решение задачи разработки метода оценки распределения нагрузки в спироидном зацеплении с учетом упруго-пластического характера деформирования боковых поверхностей зубьев и имеющей значение для создания высоконагруженных компактных приводов на основе спироидных передач, можно сформулировать следующие выводы и основные результаты:

1 Предложен метод расчета и реализующий его алгоритм распределения нагрузки в нагруженной спироидной передаче с учётом многопарного и упруго-пластического характера контакта, основанный на условиях совместности перемещений ячеек дискретно представленных боковых поверхностей зубьев; условии 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 спироидных 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 спироидных передач реализованы в комплексной системе автоматизированного проектирования и исследования спироидных передач САПР/АСНИ

«SPDIAL+». Предложенный приём ускорения сходимости алгоритма повысил эффективность применения алгоритма в автоматизированном проектировании спироидных 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 спироидных 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 спироидных 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 спироидных редукторов и исследования нагруженности спироидных 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 тяжело нагруженных спироидных редукторов двух типоразмерных рядов – многооборотных (для клиновых задвижек) и четвертьоборотных (для шаровых кранов и дисковых затворов).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Айрапетов Э. Л., Гольдфарб В. И., Новоселов В. Ю. Расчетная модель изгибной деформации зуба спироидного колеса // Proceedings of International XXXVIII Machine Parts Department Conference. – Bratislava (Slovakia), 1997. – p. 26-29.
2. Айрапетов Э. Л., Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением. Методические материалы. – Ижевск-Москва, 2000 г., 116 с.
3. Анферов В. Н. Результаты исследования эксплуатационных показателей цилиндрических спироидных передач в непрерывном и повторно-кратковременном режимах работы // Совершенствование средств механизации путевых строительных и погрузочно-разгрузочных работ / Под ред. докт. техн. наук, проф. Б. Н. Смолянского. Новосибирск: Издательство СГУПС, 2001. С. 105-113.
4. Анферов В. Н. Создание приводов подъемно-транспортных машин на основе спироидных передач: дисс. ... докт. техн. наук. – Новосибирск, 2002. – 262 с.
5. Астафьев В. Н. Экспериментальное исследование напряженного и деформированного состояния модели зуба // Теория механизмов. Прочность машин и аппаратов: Сб. научных трудов. – Курган, 1993. – С. 55-59.
6. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е, перераб. И доп. М., «Машиностроение», 1975, 572с.
7. Бернацкий И.П., Вьюшкин Н.И., Герасимов Б.К., Комков В.Н. Рациональный выбор параметров зацепления червячных цилиндрических передач // Зубчатые и червячные передачи. – Л.: Машиностроение, 1974. – С. 193-210.
8. Болотов А. Н., Сутягин О.В., Васильев М. В. Исследование упругопластических контактных деформаций металлов применительно к процессам фрикционного взаимодействия. // Известия Самарского научн. центра Российской академии наук, 2011. - т.13, №4(3), с. 977 - 981.
9. Бондаренко А. В. Статическая нагруженность глобоидного зацепления с учетом особенностей формообразования, погрешностей изготовления, монтажа и податливости элементов передачи. дисс. канд. техн. наук. – Курган, 1987 г.

10. Бородич Ф. М., Онищенко Д. А. Фрактальная шероховатость в задачах контакта и трения (простейшие модели) // Трение и износ, том 14, №3-Гомель: Институт механики металлополимерных систем им В. А. Белого, 1993.- с. 452-459.
11. Варшавский М. Р. Разработка методик оценки нагруженности и долговечности передачи с арочными зубьями с новой геометрией : 05.02.02 : дис. ... канд. техн. наук / М. Р. Варшавский. - Курган, 2002. - 150 с. - Текст : непосредственный.
12. Волков А. Э. Исследование многопарного контакта твердых тел периодической структуры [Текст] / А. Э. Волков, В. И. Медведев // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 1. С. 21-26.
13. Волков А. Э., Бирюков С. С. Постановка задачи условной оптимизации при исследовании контакта в прямозубой конической передаче // Наука сегодня: вызовы, перспективы и возможности [Текст]: материалы международной научно-практической конференции, г. Вологда, 11 декабря 2019 г.: в 2 частях. Часть 1. – Вологда: ООО «Маркер», 2019. – 128 с.
14. Вяткин А. И. Разработка и анализ расчетно-экспериментальной эволюционной модели износа глобоидного зацепления. дисс. канд. техн. наук : 05.02.02. - Курган, 1997. - 220 с. : ил.
15. Георгиев А. К., Кунивер А. С. Вопросы формообразования и методики исследования геометрии зубьев колеса спироидной цилиндрической передачи, имеющих модифицированные боковые поверхности // Совершенствование процессов обработки металлов резанием. Ижевск: ИМИ, 1977. Вып.2, С.58-66.
16. Георгиев А.К. Основные особенности, классификация и области эффективного использования спироидных передач // Перспективы развития и использования спироидных передач и редукторов. Доклады всесоюзного научно-технического совещания. Ижевск, 1979. С. 3-9.
17. Голубков Н. С. Исследование червячно-спироидных передач: дисс. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1962. – 168с.
18. Гольдфарб В. И. Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида // дисс. ... докт. техн. наук. - Устинов, 1985 - 416 с.

19. Гольдфарб В. И. Спиroidные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев, А. С. Кузнецов, Е. В. Лукин, Д. Е. Иванов, В. Ю. Пузанов. – М.: Вече, 2011. – 222 с.
20. Гольдфарб В. И., Абрамов А.И., Кошкин Д.В. Влияние погрешностей изготовления и монтажа спирoidной передачи на поле зазоров в зацеплении. // *Strojne inzinierstvo: Proceedings of International Conference, Part 1.* – Bratislava (Slovakia), STU, 1998. – P. 245-250.
21. Гольдфарб В. И., Анферов В. Н. К выбору параметров и схемы узла трения роликового стeнда при моделировании зацепления спирoidных цилиндрических передач // Сборник рефератов второй международной конференции "Строительная инженерия 99". Издание строительного факультета словацкого технического университета в Братиславе, 1999. С.201-204.
22. Гольдфарб В. И., Кунивер А. С., Кошкин Д. В. К вопросу о локализации пятна контакта в спирoidных передачах // Теория реальных передач и зацепления: Информационные материалы 6-го международного симпозиума. Курган: КГУ, 1997. С.29-31.
23. Гольдфарб В. И., Кунивер А. С., Мокрецов В. Н. Методология и результаты оценки нагрузочной способности спирoidных передач // Теория реальных передач зацепления. Курган: КГУ, 1993. С.20-21.
24. Гольдфарб В. И., Кунивер А. С., Трубачев Е. С., Монаков А. В. Концепция САПР и результаты исследования спирoidных передач и редукторов // *Proceedings of the 4th World Congress on Gearing and Power Transmissions, Volume I.* Paris, 1999, p.365-375.
25. Гольдфарб В. И., Трубачев Е. С. Прогнозирование качества контакта в спирoidной передаче при действии ошибок // Надежность машин и технических систем: Труды международной научно-технической конференции. – Минск, 2001, Том 2. – С. 68.
26. Гольдфарб В. И., Трубачев Е. С., Кузнецов А. С., Корнилов А. А. Экспериментальные исследования низкоскоростных тяжело нагруженных спирoidных редукторов. Интеллектуальные системы в производстве. Ижевск: Изд.

ИжГТУ имени М.Т.Калашникова, 2014, №1, - с. 31–41.

27. Гольдштейн, Юрий Борисович. Основы механики твердого деформируемого тела : учебное пособие / Ю. Б. Гольдштейн; Федер. агентство по образованию, Гос. образоват. учреждение высш. проф. образования Петрозав. гос. ун-т. - Петрозаводск : Издательство ПетрГУ, 2005. - 871 с. : ил.; 25 см.; ISBN 5-8021-0332-9 : 400

28. Городничий В. П. Исследование нагруженности и контактной выносливости цилиндрических передач с арочными зубьями : 05.02.02 : дис. ... канд. техн. наук / В. П. Городничий. - Курган, 1983.- 191 с. - Текст : непосредственный.

29. Гуляев К. И. Егоров И. М. Исследование математической модели изнашивающегося зубчатого зацепления // Автоматизированное проектирование элементов трансмиссий: Тезисы докладов научно-технического семинара. – Ижевск, 1987. – С. 20-21.

30. Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 368 с, ил.

31. Дель Г. Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости – М.: Машиностроение, 1971. –199 с.

32. Демкин Н. Б. Контакт шероховатых волнистых поверхностей с учетом взаимного влияния неровностей / Н. Б. Демкин, С. В. Удалов, В. М. Алексеев и др. // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 3. С. 231-237

33. Демкин Н. Б. Многоуровневые модели фрикционного контакта // Трение и износ. 2000.Т.21 №2-С. 115-120.

34. Донсков А. С., Карманов В. В. Исследование области локального упругопластического контакта при относительном скольжении двух упругих тел, ограниченных нелинейными поверхностями // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. - 2015 (81), № 2, 53-60

35. Дрозд М. С. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации / М. С. Дрозд, М. М. Матлин, Ю. И. Сидякин. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

36. Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н. Трение и износ в экстре-

мальных условиях. Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

37. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. Высших учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов –11-е изд., стер – М.: Издательский центр «Академия», 2008 - 496с.

38. Егоров И. М. Влияние распределения давления в передаче винт-гайка на ее силовые параметры. Современное машиностроение. Наука и образование. 2012. № 2. С. 291-296

39. Заблонский К. И., Попель О. Е., Телис И. Я. Определение распределения нагрузки между зубьями в глобоидном зацеплении. - Изв. вузов. сер. "Машиностроение", 1971, №7.

40. Ивайкин В. А. Результаты экспериментального исследования жесткости деталей узла вала колеса и корпуса спироидного редуктора механической топки // Механические передачи: Межвуз. сб. трудов. – Ижевск, 1976. – С. 27-30

41. Измайлов В. В., Курова М. С. Применение бета -распределения для расчета характеристик контакта шероховатых тел // Трение и износ. 1983. Т. IV. No 6. С. 983-990.

42. Измайлов В. В., Чаплыгин С. А. Числовое и аналитическое моделирование дискретного контакта деталей машин // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» 2014. No 6 <http://naukovedenie.ru/PDF/10TVN614.pdf> (доступ свободный). Загл. экрана. Яз. рус., англ. DOI: 10.15862/10TVN614.

43. Каратушин С. И., Плешанова Ю. А., Бильдюк Н. А., Бокучава П. Н. Анализ конических передач с использованием пакета ANSYS // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 5. С. 52-58. DOI: 10.18698/0536-1044-2016-5-52-58.

44. Каратушин С. И., Плешанова Ю. А., Бильдюк Н. А., Бокучава П. Н. Проверочный силовой расчет зубьев планетарной ступени редуктора с использованием пакета ANSYS // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 12. С. 77-84. DOI: 10.18698/0536-1044-2015-12-77-84

45. Каратушин С. И., Храмова Д. А., Бокучава П. Н. Моделирование контактных нагрузок в среде ANSYS для неэвольвентных зацеплений БГТУ ВО-

ЕНМЕХ им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург.

46. Като, Ямагути, Метод измерения контактного давления между металлическими поверхностями по изменению шероховатости // Труды американского общества инженеров-механиков: «Конструирование и технология машиностроения», Москва, 1981, №2, с.257-264.

47. Киричек А. В., Обеспечение качества несоосных винтовых механизмов деформационным упрочнением их сопрягаемых деталей : дисс ... докт. техн. наук : 05.02.08. - Владимир, 1999. - 439 с.

48. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие. Харьков, изд. ХВКИУ, 1967, 222с.

49. Колесников В. Н., Андронов Н. Н. Распределение нагрузки между зубьями и по мгновенным площадкам контакта в конической передаче // Теория механизмов. Прочность машин и аппаратов: Сб. научных трудов. – Курган, 1993. – С. 30-36

50. Колесников В.Н., Андронов Н. Н. Статика конической передачи с круговыми зубьями // Теория реальных передач зацеплением: Тезисы докладов пятого межгосударственного симпозиума. – Курган, 1993. – С. 78.

51. Косилова А. Г., Мещеряков Р. П. Справочник технолога-машиностроителя. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – Т.1. – 655 с. 1986 – Т.2. – 495с.

52. Кошкин Д. В. Исследование влияния погрешностей и геометрическое моделирование локализованного контакта в спироидной передаче: дисс. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1999.

53. Крагельский И. В. Основы расчета на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. М. : Машиностроение. 1977. 526 с.

54. Кузнецов А. С. Теоретическое и экспериментальное исследование статической нагруженности спироидной передачи : дисс. канд. техн. наук : 05.02.02. - Ижевск, 2005. - 212 с.

55. Кузнецов А. С., Иванов Д. Е. Исследование влияния факторов реального спироидного зацепления на изгибно-сдвиговые напряжения в основании зубьев. В книге: XVI Республиканская выставка-сессия студенческих инновационных проектов сборник тезисов докладов. 2013. С. 40.
56. Кузнецов А. С., Корнилов А. А. Об учете необратимых изменений контактных поверхностей спироидных передач низкоскоростных тяжело нагруженных редукторов. Вестник Ижевского государственного технического университета. 2012. № 4. С. 021-025.
57. Кунивер А. С. Исследование формообразования зубьев колес цилиндрической спироидной передачи с локализованным контактом в зацеплении: дисс. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1982.
58. Кунивер А. С. Теоретические основы синтеза зацеплений модифицированных спироидных цилиндрических передач: дисс. ... докт. техн. наук. – Ижевск, 2001. – 343 с.
59. Лагутин С. А. Пространство зацепления и синтез червячных передач с локализованным контактом // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции. – Ижевск, 1998. – С. 185-192.
60. Лопато Г. А., Кабатов Н. Ф., Сегаль М. Г. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. – Л.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
61. Лукин Е. В. Теоретические основы проектирования низкоскоростных тяжело нагруженных спироидных редукторов : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.02.02 / Лукин Евгений Владимирович; [Место защиты: Ижев. гос. техн. ун-т им. М.Т. Калашникова]. - Ижевск, 2013. - 23 с.
62. Малинин, Н. Н. Ползучесть в обработке металлов : учебное пособие для вузов / Н. Н. Малинин. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2020. — 221 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-05332-6. — Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: <https://www.urait.ru/bcode/454147> (дата обращения: 02.02.2021).
63. Матлин М. М. Автоматизация расчетов контакта деталей машин при соизмеримых твердостях их материалов/ М.М.МАТЛИН , С.Л. ЛЕБСКИЙ,

А.И.МОЗГУНОВА // Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. - Волгоград, 2004. - С. 50-52.

64. Матлин М. М. Расчет сближения и фактической площади контакта плоских шероховатых поверхностей при близких твердостях их материалов / М. М. Матлин, Е. Н. Казанкина, В. А. Казанкин // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 6 (109) / ВолгГТУ. - Волгоград, 2013. - (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»; вып. 7). - С. 82-84.

65. Матлин М.М. Оценка возможности использования единой кривой деформирования для определения параметров контакта тел соизмеримой твердости/ М.М. Матлин, А.И. Мозгунова, Е.Н. Казанкина, В.А. Казанкин// Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования. 2015. № 8. С. 13-17.

66. Марочник сталей и сплавов. 4-е изд., переработ. и доп. / Ю. Г. Драгунов, А. С. Зубченко, Ю. В. Каширский и др. Под общей ред. Ю. Г. Драгунова и А. С. Зубченко – М.: 2014. 1216 с.: илл. ISBN 978-5-94275-582-9.

67. Медведев В. И., Матвеенков Д. С. О построении оптимальных поверхностей круговых зубьев конических пар // Вестник МГТУ «СТАНКИН». 2009. № 1 (5).

68. Медведев В. И., Шевелева Г. И. Определение формы поверхностей спирально-конических зубчатых колес и параметров зубообрабатывающих станков из условий контактной прочности зубьев//Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 4.

69. Новоселов В. Ю. Тензометрическое исследование напряжений в зубе спироидного колеса // Проблемы проектирования изделий машиностроения: Сб. трудов. – Ижевск, 1998. – С. 24-28.

70. Огар П. М, Тарасов В. А, Максимова О. В. Контактное взаимодействие шероховатой поверхности через слой вязкоупругого покрытия // ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН Материалы V международной конференции. ответственный редактор В. С. Балбаров. 2012.

71. Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое посо-

- бие. Изд. 3-е, испр.-М.: Машиностроение, 1988.-560 с.: ил.
72. Перель Л. Я., Филатов А. А. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1992 г.
73. Производство зубчатых колес : Справочник / [С. Н. Калашников и др.]; Под общ. ред. Б. А. Тайца. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1990. - 463 с.
74. Решетов Д. М. Детали машин: учебник / Д. М. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 592 с.
75. Соппротивление материалов / Под ред. акад. АНУССР Писаренко Г.С. – 5-е изд., перераб. и доп.. – К.: Вицашк. Головное издательство, 1986. – 775 с.
76. Стреляев Ю. М. Метод нелинейных граничных интегральных уравнений для решения квазистатической контактной задачи о взаимодействии упругих тел при наличии кулонова трения. Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки. 2016. Т. 20, № 2. С. 306–327
77. Сулейменов Т. Б., Балабаев О. Т., Саржанов Д. К., Саденова Ш. М., Жакупов Т. М. Исследование нагруженности конических зубчатых передач // Международный журнал экспериментального образования. - 2015. - № 11 (часть 3). - С. 370-373.
78. Сызранцев В. Н. Расчет нагрузочной способности полуобкатной плоскостатической передачи приводов запорной арматуры/В. Н. Сызранцев, А. А. Пазяк//Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. -2017. -Т. 328. -№ 3. -С. 64-74.
79. Сызранцев В. Н. Синтез зацеплений цилиндрических передач с локализованным контактом: дисс.... докт. техн. Наук. – Курган, 1989.
80. Сызранцева К. В. Анализ напряженно-деформированного состояния двигательной секции винтового забойного двигателя в программном комплексе ANSYS/ К. В. Сызранцева, В. А. Аришин// Известия Томского политехнического университета. - 2009. - Т. 315. - № 5. Управление, вычислительная техника и информатика. - С.57-61.
81. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач. Учебное пособие / под общ. редакцией В. Е. Старжинского и

М. М. Кане. – Санкт-Петербург: изд. Профессия, 2007. – 830 с.

82. Третьяков Е. М. Методика расчета твердых тел на контактную прочность по предельным контактными нагрузкам// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. –2012. – №4.. – С. 98–124.

83. Трубачев Е. С. Основы анализа зацепления реальных спироидных передач. Вестник машиностроения. 2004. № 10, с.3-11.

84. Трубачев Е. С. Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач // дисс. ... докт.техн.наук. - Ижевск, 2004 - 348 с.

85. Трубачев Е. С. Синтез многопарной нагруженной спироидной передачи. Сборник трудов Международного симпозиума «Теория и практика зубчатых передач» 21-23 января 2014г., Россия, Ижевск: Изд-во ИжГТУ имени М.Т.Калашникова, 2013. -с. 359-366

86. Трубачев Е. С., Береснева А. В. Моделирование технологических ошибок при разработке норм точности спироидных передач // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции. – Ижевск, 2004. – С. 113-120.

87. Трубачев Е. С., Богданов К. В., Горбунов Г. С. Новые схемы чистовой лезвийной обработки витков червяков. Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. 2018. Т. 21. № 4. С. 35-42.

88. Трубачев Е. С., Кузнецов А. С. Оценка влияния конструкторско-технологических факторов на нагруженное состояние спироидной передачи // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции. – Ижевск, 2004. – С. 121-131.

89. Упрочнение зубьев тяжело нагруженных колес поверхностным деформированием /Д. Л. Юдин, Н.П.Зобнин, К. И. Заблонский, М. А. Порхачев, В. В. Орлов. //Труды МИИТ. вып.451. -1975,- с.148-152.

90. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием : Справочник / Л. Г. Одинцов. - М. : Машиностроение, 1987. - 327 с.

91. Фефер А. М., Чекалкин Г. Т., Швецов В. В. Расчет на износ спироидных передач, работающих в условиях упругого контакта // Механические передачи. Вып. I. Ижевск: ИМИ, 1976. С. 62-67.

92. Шевелева Г. И., Волков А. Э., Медведев В. И. Программное обеспечение производства конических и гипоидных зубчатых передач с круговыми зубьями // Техника машиностроения. - 2001. - № 2. - с.40.
93. Шевелева Г. И., Волков А. Э., Медведев В. И. Расчет контактных давлений в конических передачах при разных моделях зубьев // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2003. - № 2. - С. 63.
94. Шевелева Г. И., Решение контактной задачи методом последовательного нагружения // Известия ВУЗов, Машиностроение, 1986, №9, с. 10-15.
95. Шевелева Г. И., Численный метод решения контактной задачи при сжатии упругих тел // Машиноведение, 1981, №5, с. 90-94.
96. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. – М.: Издательство «Станкин», 1999. – 494 с.
97. Шубин В. А. О результатах сравнительных испытаний спироидных и червячных редукторов общего назначения // Перспективы развития и использования спироидных передач и редукторов: Доклады всесоюзного научно-технического совещания. – Ижевск, 1979. – С. 85-90.
98. Шульц В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента. – Л.: Машиностроение, 1990. – 208 с. на место 90
99. Щекин Б. М. Исследование напряженно-деформированного состояния конических зубчатых передач // Вестник машиностроения, №12, 1990, с.26-28
100. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: Справочное пособие / Б. С. Касткин, А. Б. Кудрин, Л. М. Лобанов и др. - Киев: Наукова думка, 1981. - 584с.
101. B. Mahr, A. Pogacnik, A. Langheinrich. Derivation of tooth synthesis of asymmetric gears for loaded tooth contact analysis. Proceedings of the International Conference on Gears 2019, FZG, Garching/Munich, Germany, September 18-20, VDI-Berichte 2355, Düsseldorf : VDI-Verlag, 2019, pp. 185-192, ISSN 0083-5560, ISBN 978-3-18-092355-0
102. Baret C., Coccolo G., Raffa F. A. 3D Stress analysis of spur gears with profile errors and modification using p-FEM models // International Gearing Conference,

University of Newcastle upon Tyne, September, 1994. - C.149-154.

103. Bhushan B. Contact mechanics of rough surfaces in tribology: multiple asperity contact // Tribology Letters, vol. 4 1998 — p. 1-35.

104. Bibel George D., Handschuh Robert. Meshing of a spiral bevel gearset with 3D finite element analysis // Proceedings of the 7th Power Transmission and Gearing Conference, De-vol, 88. - C.102-108.

105. Bolos V. Spiroid worm gearing. The hobbing of the plane wheels. – Tg. Mureş (Romania): Editura Universităţii «Petru Major», 2000. – 264 p.

106. Borodich F.M., Feng Z. Scaling of mathematical fractals and box-counting quasi-measure // Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik (ZAMP). - 2010. - V. 61(1). - P. 21-31.

107. Fuentes, A., Ruiz-Orzaez, R., Gonzalez-Perez, I.: Compensation of Errors of Alignment Caused by Shaft Deflections in Spiral Bevel Gear Drives. In: Theory and Practice of Gearing and Transmissions. Mechanisms and Machine Science, vol. 34, pp. 301-320. Springer, Springer International Publishing AG Switzerland, ISBN 978-3-319-19740-1 (2016).

108. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Kuznetsov A. S., Kornilov A. A., Pushkarev D. S. Experimental investigations of low-speed heavy-loaded spiroid gearboxes // International Conference on Gears 2013, Munich, Germany.

109. Goldfarb V. I., Trubachov E. S. Model of spiroid gearing under the action of errors // Proceedings on the International Conference on Gears. – Munich (Germany), 2002. – P. 197–209.

110. Goldfarb V.I. What we know about spiroid gears. Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions, China, Vol.1, Science Press, 2006, p.19-26.

111. Greenwood J. A., Williamson J.B.P. Contact of nominally flat surfaces // Proc. Roy. Soc. 1966. v. A295. № 1442. P. 300-319.

112. Houser, D.: The effect of manufacturing microgeometry variations on the load distribution factor and on gear contact and root stresses. Gear Technology 6, 51 (2009).

113. Höhn B.-R. Modern gear Calculation // Proceedings on the International Con-

- ference on Gears. – Munich (Germany), 2002. – P. 23-43.
114. Höhn B.-R., Steingröver K., Lutz M. Determination and optimization of the contact pattern of worm gears // Proceedings on the International Conference on Gears. – Munich (Germany), 2002. – P. 341-352.
115. <http://tpp-partner.ru/catalog/tpp/krany-sharovye-metall-metall/krany-sharovye-metall-metall/> (accessed 02.04.2020)
116. <http://www.emk.ru/produksiya/romyshlennaya-truboprovodnaya-armatura.html> (accessed 02.04.2020)
117. <http://www.npptec.ru/235-1-elektroprivody.html> (accessed 02.04.2020).
118. <http://www.pro-gear.de/en/products/x-series> (accessed 02.04.2020).
119. <https://www.auma.com/en/products/multi-turn-gearboxes> (accessed 02.04.2020).
120. <https://www.rotork.com/en/products-and-services/gearboxes-and-valve-accessories> (accessed 02.04.2020).
121. <https://www.zeim.ru> (accessed 02.04.2020).
122. Kogut L., Etsion I. A Finite Element Based Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces. // Tribology Transactions. - 2003. - v.46, No3. - PP.383-390.
123. Litvin F. L., De Donno M. Computerized design and generation of modified spiroid worm-gear drive with low transmission errors and stabilized bearing contact // Computer methods in applied mechanics and engineering. – USA, 1998. – №162. – P. 187-201.
124. Lunin S. New Method of Gear Geometry Calculation // Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions – Fukuoka (Japan), 2001. – P. 472-477.
125. Majumdar A., Tien C. L. Fractal Characterization and Simulation of Rough Surfaces // Wear, vol. 136.- "Elsevier", 1990.- p. 313-327.
126. Mieth F., Schlecht B. Loaded tooth contact analysis of bevel gears with complex gear body. Proceedings of the International Conference on Gears 2019, FZG, Garching/Munich, Germany, September 18-20, VDI-Berichte 2355, Düsseldorf : VDI-Verlag, 2019, pp. 937-947, ISSN 0083-5560, ISBN 978-3-18-092355-0
127. Nelson W. D. Spiroid gearing // Machine design. – USA, 1961. – №3. – P. 136-144.

128. Nelson W. D. Spiroid gearing // Machine design. – USA, 1961. – №4. – P. 93-106.
129. Nelson W. D. Spiroid gearing // Machine design. – USA, 1961. – №5. – P. 163-171.
130. Pat. 2696125 USA. Speed - reduction gearing / O.E. Saari.
131. Prof. Rainer Müller, Leonie Schirmer, ZeMA – Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, Saarbrücken New tolerance concepts for the realization of steel-only worm gears. International Conference on Gears 2017. September 13-15, 2017 Technische Universität München (TUM) Garching/Munich, Germany.
132. Qin Datong, Qin Dongxing. Tooth contact analysis of hourglass worm gearing on the condition that errors mixed with deformation // Proceedings of the International Conference on Gearing, Transmissions and Mechanical Systems. – Nottingham (UK), 2000. – P. 109-118.
133. Saari O. E. Gear finishing apparatus // Patent USA №2996847, 1961.
134. Saari O. E. Multiply skew-axis gearing // Patent USA №2935885, 1960.
135. Saari O. E. Reduction gearing unit // Patent USA №2908187, 1959.
136. Saari O. E. Skew-Axis Gearing with plane tooth gear, Patent USA №2896467, 1959.
137. Saari O. E. Speed-Reduction Gearing, Patent USA №2696125, 1954
138. Saari O. E. The mathematical background of spiroid gears // Industrial mathematics series. – Detroit (USA): Detroit Wayne State University press, 1956. – P. 131-144.
139. Siminiati D., Mracovic T. Analysis of the concave-convex contact of cylindrical bodies. // Теория и практика зубчатых передач. Труды международной конференции, Ижевск, 1998. - С. 79-84
140. Simon V. Load distribution in cylindrical worm gears // Abstracts of the computer and information in Engineering conference. – Baltimore (USA), 2000. – P. 520.
141. Simon V. Optimal machine tool setting for hypoid gear improving load distribution // Abstracts of the computer and information in Engineering conference. – Baltimor (USA), 2000. – P. 513.
142. Su D., Song Y., Gentle C.R. Three-dimensional loaded multi-tooth contact analysis of spiroid gears // Передачи и трансмиссии: Научный журнал Технического комитета по зубчатым передачам IFToMM. – Nottingham (UK), 2001. – №3. – P. 83-90.

Приложение А
(Информационное)

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора ООО «МИП «Механик»


 А.С. Кузнецов
 _____ 2018 г

ПТИ-18-01

ПРОТОКОЛ

типовых испытаний редуктора РЗА-С-2000.1-46

1. Период проведения испытаний

с 25.01.2018 по 14.03.2018.

2. Цель испытаний

Проверка соответствия редуктора проектным параметрам при постановке в серийное производство.

3. Описание конструкции

Редуктор РЗА-С-2000.1-46 одноступенчатый состоит:

Наименование	Материал	Термообработка
Основание	ВЧ40 ГОСТ 7293	—
Корпус	ВЧ40 ГОСТ 7293	—
Спиroidный червяк	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC
Спиroidное колесо	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC

Спиroidная передача характеризуется следующими основными параметрами (остальные параметры согласно чертежам ПС 142.00.001, ПС 142.00.002):

Межосевое расстояние a_w , мм	60
Передаточное отношение, i_{12}	46
Осевой модуль спиroidного червяка m_x , мм	2,748

Опорами спиroidных передач являются следующие подшипники:

Спиroidный червяк	Подшипник 943/20 ГОСТ 4060-78
	Подшипник 8306 ГОСТ 7872-89
	Подшипник 941/30 ГОСТ 4060-78
Спиroidное колесо	Втулка подшипниковая d=105, b=16,5
	Кольцо подшипниковое наплавленное D=125, d=107, s=2,5
	Кольцо подшипниковое наплавленное D=105, d=86, s=2,5

В качестве смазки спироидной передачи и трущихся поверхностей используется консистентная смазка следующего состава:

ЦИАТИМ 201 ГОСТ 6267-74	85 %
Мелкодисперсный графит	10 %
Дисульфид молибдена	5 %

4. Условия испытаний

Испытаниям подвергался один образец редуктора. Испытания выполнялись с ориентацией на программу и методику испытаний редукторов запорной арматуры трубопроводов (ПИ-02-0-12) и состояли из следующих этапов:

- контроль соответствия редуктора КД ПС142.00.000;
- приемо-сдаточные испытания;
- ресурсные испытания.

5. Методика испытаний

5.1. Все испытания проводились при температуре внешней среды 20...25°C на испытательном стенде ИС 21.00.000.

5.2. Для определения ресурса редуктор подвергся следующему режиму нагружения:

а) нагружение вращающим моментом на выходном валу, от крайнего положения «ЗАКР» на угол 20°, равным 2000 Нм, далее до крайнего положения «ОТКР» моментом равным 1400 Нм при открытии.

б) нагружение вращающим моментом на выходном валу, от крайнего положения «ОТКР» на угол 70°, равным 1400 Нм, далее до крайнего положения «ЗАКР» моментом равным 2000 Нм при закрытии.

в) частота вращения входного вала составляет 90 об/мин. При этом длительность вращения выходного вала составляет 8 секунд, длительность паузы не превышает 24 секунды, что соответствует продолжительности включения 25%.

5.3. Величина КПД приведена в таблице 1

Таблица 1 – КПД редуктора

Рабочая поверхность, режим нагружения	Количество циклов, шт.					
	0	150	4450	5600	6640	6650*
Правая, динамика	0,45	0,44	0,39	0,41	0,49	0,44
Левая, динамика	0,32	0,35	0,32	0,32	0,34	0,34
Правая, статика	-	-	0,36	-	-	-
Левая, статика	-	-	0,28	-	-	-

5.4. Испытания опытного образца редуктора в статическом режиме нагружения предусматривали его нагружение при неподвижном выходном валу. Нагружение осуществлялось моментом, равным 4000 Нм.

5.5. После проведения испытаний выполнена разборка редуктора для анализа повреждений деталей. За время проведения испытаний редуктора каких-либо по-

ООО «МИП «Механик»

ПТИ-18-01

ломок его деталей, их износа или других дефектов, влияющих на его работоспособность, обнаружено не было.

6. Результаты испытаний

6.1. Результаты испытаний дают основание считать, что ресурс редуктора РЗА-С-2000.1-46 (ПС 142.00.000) по своим нагрузочным характеристикам составляет не менее 4200 циклов.

6.2. Редуктор выдержал нагружение пиковым вращающим моментом, оговоренным КД ПС 142.00.000, в статическом режиме нагружения.

7. Заключение

Редуктор РЗА-С-2000.1-46 годен к эксплуатации в условиях, оговоренных КД ПС 142.00.000.

Начальник ОТК ООО НПК «Механик»

Инженер-испытатель



Д.С. Пушкарев

С.Л. Оглезнев

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора ООО «МИП «Механик»

А.С. Кузнецов

2018 г



типовых испытаний редуктора РЗАМ-С-2500.0-35-03.24

1. Период проведения испытаний

с 26.05.2018 по 06.08.2018.

2. Цель испытаний

Проверка соответствия редуктора проектным параметрам при постановке в серийное производство.

3. Описание конструкции

Редуктор модели РЗАМ-С-2500.0-35-03.24 состоит:

Наименование	Материал	Термообработка
Основание	Стали 09Г2С ГОСТ 19281-89	Без термообработки
Корпус	ВЧ40 ГОСТ 7293-85	Без термообработки
Спиroidный червяк	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC
Спиroidное колесо	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC

Спиroidная передача характеризуются следующими основными параметрами (остальные параметры согласно чертежам ПС 168.00.001, ПС 168.00.002):

межосевое расстояние a_w , мм	65
передаточное отношение, i_{12}	35
осевой модуль спиroidного червяка m_x , мм	3,993

Опорами спиroidных передач являются следующие подшипники:

Спиroidный червяк	941/30 ГОСТ 4060-78, 8306 ГОСТ 7872-89, 942/20 ГОСТ 4060-78, металлофторопластовые подшипники скольжения, изготовленные из MU S TFS 2.5x260 ISO 3547
Спиroidное колесо	металлофторопластовые подшипники скольжения, изготовленные из MU S TFS 2.5x260 ISO 3547

ООО «МИП «Механик»

ПТИ-04-13

В качестве смазки спироидной передачи и трущихся поверхностей используется консистентная смазка следующего состава:

ЦИАТИМ 201 ГОСТ 6267-74	85 %
Мелкодисперсный графит	10 %
Дисульфид молибдена	5 %

Уплотняющими элементами редуктора служат:

Входной вал	Кольцо 030-036-36-2-3 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73
Выходной вал	Кольцо 160-165-36-2-3 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73

4. Условия испытаний

Испытаниям подвергался один образец редуктора, который прошел ресурсные испытания. Испытания выполнялись с ориентацией на программу и методику испытаний редукторов запорной арматуры трубопроводов (ПИ-01-0-16) и состояли из следующих этапов:

- контроль соответствия редуктора КД СЗ ПС 128.00.000;
- определение КПД редуктора;
- испытания в статическом режиме нагружения;

5. Методика испытаний

5.1. Все испытания проводились при температуре внешней среды 20...25°C на испытательном стенде ИС 21.00.000.

5.2. Ресурсные испытания проводились на стенде с разомкнутым потоком мощности в повторно-кратковременном режиме работы, реализуемом по следующей схеме: вращение выходного вала нагруженного редуктора на два оборота в одном направлении, пауза, вращение выходного вала на два оборота в другом направлении, пауза. Такой режим работы соответствовал одному циклу нагружения редуктора.

В процессе испытаний редуктор подвергался типовому для трубопроводной арматуры режиму нагружения (ПИ-04-0-12): нагружению вращающим моментом на выходном валу равным 2500 Нм в течение 8000 циклов.

Частота вращения входного вала составляла 40 об/мин. При этом длительность вращения выходного вала в каждую сторону составляла 105 секунд. Длительность паузы, не превышала 315 секунд, что соответствует продолжительности включения 25%.

Температура корпуса редуктора, установившаяся в процессе испытаний, не превышала 60°C.

ООО «МИП «Механик»

ПТИ-04-13

5.3. Испытания опытного образца редуктора в статическом режиме нагружения предусматривали его нагружение при неподвижном выходном вале. Нагружение осуществлялось моментом, равным 3750 Нм.

5.4. Коэффициент полезного действия редуктора, оцениваемый в случаях его динамического и статического нагружений вращающим моментом $T_{\text{вых}} = 2500$ Нм, в первом случае при передаче нагрузок правыми и левыми поверхностями зацепляющих элементов спироидного зацепления, был равен соответственно 0,5 и 0,43, а во втором случае при передаче нагрузке теми же поверхностями – соответственно 0,55 и 0,5.

5.5. После проведения испытаний выполнена разборка редуктора для анализа повреждений деталей. За время проведения испытаний редуктора каких-либо поломок его деталей, их износа или других дефектов, влияющих на его работоспособность, обнаружено не было.

6. Основные результаты испытаний

6.1. Результаты испытаний дают основание считать, что ресурс редуктора РЗАМ-С-2500.0-35-03.24 (ПС 128.00.000) по своим нагрузочным характеристикам составляет не менее 8000 циклов.

6.2. Редуктор выдержал нагружение пиковым вращающим моментом, оговоренным КД ПС 128.00.000, в статическом режиме нагружения.

7. Заключение

Редуктор РЗАМ-С-2500.0-35-03.24 годен к эксплуатации в условиях, оговоренных КД ПС 128.00.000.

Начальник ОТК ООО НПК «Механик»

Инженер-испытатель



Д.С. Пушкарев

С.Л. Оглезнев



ПТИ-16-03
ПРОТОКОЛ
типовых испытаний редуктора РЗА-С2-11200.1-467
с корпусом выходной ступени из ВЧ40

1. Период проведения испытаний
с 15.07.2018 по 19.09.2018

2. Цель испытаний

Испытания проводились в связи с:

- изменением уровня локализации контакта в спироидной передаче редуктора РЗА-С-11200.1-40;
- повышением наибольшего вращающего момента на выходном валу до 11200Нм;
- заменой поставщика литья корпуса выходной ступени и его материала с СЧ20 на ВЧ40.

3. Описание конструкции

Редуктор спироидный модели РЗА-С2-11200.1-467 двухступенчатый состоит:

Модель	Наименование	Материал	Термообработка
РЗАМ-С-1000.0-12 (I ступень)	Основание	40Х ГОСТ 4543-71	–
	Корпус	ВЧ 40 ГОСТ 7293-85	–
	Спироидный червяк	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC
	Спироидное колесо	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC
РЗА-С-11200.1-40 (II ступень)	Основание	СЧ 20 ГОСТ 1412-85	–
	Корпус	ВЧ 40 ГОСТ 7293-85	–
	Спироидный червяк	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC
	Спироидное колесо	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC

Спироидные передачи характеризуются следующими основными параметрами (остальные параметры согласно чертежам ПС 104.00.023-01, ПС 104.00.028-01, ПС 124.00.024-01.00, ПС 124.00.002-01) :

РЗАМ-С-1000.0-12 (I ступень)	межосевое расстояние a_w , мм	40
	передаточное отношение, i_{12}	11,67
	осевой модуль спироидного червяка m_x , мм	2,774
РЗА-С-11200.1-40 (II ступень)	межосевое расстояние a_w , мм	93
	передаточное отношение, i_{12}	40
	осевой модуль спироидного червяка m_x , мм	4,998

Опорами спироидных передач являются следующие подшипники:

РЗАМ-С-1000.0-12 (I ступень)	Спироидный червяк	Подшипник 942/15 ГОСТ 4060-78
		Подшипник 941/25 ГОСТ 4060-78
		Подшипник 8205 ГОСТ 7872-89
	Спироидное колесо	Кольцо нижнее $D=155$ мм, $d=134$ мм, $s=2,5$ мм
		Втулка радиальная $d=75$, $l=12$ мм
РЗА-С-11200.1-40 (II ступень)	Спироидный червяк	Подшипник 4024110 ГОСТ 4657-82
		Подшипник 942/32 ГОСТ 4060-78
		Подшипник 8210 ГОСТ 7872-89
	Спироидное колесо	Подшипник 128 ГОСТ 8338-75
		Кольцо подшипниковое $D=294$ мм, $d=232$ мм, $s=2,5$ мм

В качестве смазки спироидных передач и трущихся поверхностей используется консистентная смазка следующего состава:

ЦИАТИМ 201 ГОСТ 6267-74	85 %
Мелкодисперсный графит	10 %
Дисульфид молибдена	5 %

Уплотняющими элементами редуктора служат:

РЗАМ-С-1000.0-12 (I ступень)	Входной вал	Кольцо 025-031-036-2-3 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73
РЗА-С-11200.1-40 (II ступень)	Входной вал	Кольцо 050-056-36-2-3 ГОСТ 9833-73 /ГОСТ 18829-73
	Выходной вал	Кольцо 130-135-30-2-3 ГОСТ 9833-73 /ГОСТ 18829-73 Кольцо 150-155-36-2-3 ГОСТ 9833-73 /ГОСТ 18829-73

4. Условия испытаний

Испытаниям подвергался один образец редуктора. Испытания выполнялись с ориентацией на программу и методику испытаний редукторов запорной арматуры трубопроводов (ПИ-02-0-12) и состояли из следующих этапов:

- контроль соответствия редуктора КД СЗ 103.30.00.000-02;
- приемо-сдаточные испытания;
- определение КПД редуктора;
- испытания на определение слабого звена.

5. Методика испытаний

5.1. Все испытания проводились при температуре внешней среды 20...25°C на испытательном стенде ИС 22.00.000.

5.2. После приемо-сдаточных испытаний, для определения КПД редуктора, произвелись измерения моментов на входном и выходном валах. Испытания редуктора в статическом режиме проводились путем нагружения выходного вала вращающим моментом 11200Нм в трех положениях: 22°, 45° и 67°.

5.3. Величина КПД приведена в таблице 1.

Таблица 1 – КПД редуктора

Рабочая поверхность, режим нагружения	Измерение №1	Измерение №2	Измерение №3
Правая, динамика	0,38	-	-
Левая, динамика	0,27	-	-
Правая, статика	0,43	0,42	0,43
Левая, статика	0,32	0,34	0,31

5.4. Для определения величины момента, предшествующего необратимым изменениям деталей, колесо выходной ступени упиралось в ограничитель его движения в положениях «ЗАКР» и «ОТКР».

5.5. При нагружении по левым (вогнутым) поверхностям зубьев (закрытие арматуры) вплоть до момента на входном валу 415 Нм внешних признаков разрушения элементов редуктора не наблюдалось, но отмечено резкое снижение входного момента до 250 Нм, что свидетельствовало о повреждении одной из деталей редуктора.

5.5.1. Для определения поврежденной детали было выполнено снятие первой ступени. В результате осмотра обнаружена критическая деформация шпонки между ступенями.

5.5.2. С заменой шпонки редуктор был повторно собран.

5.6. При нагружении по правым (выпуклым) поверхностям зубьев (открытие арматуры) до достижения момента входного вала 240 Нм также внешних признаков разрушения элементов редуктора не наблюдалось, но также присутствовало резкое снижение входного момента до 30 Нм.

5.6.1. В результате осмотра обнаружен срез шпонки между ступенями.

5.6.2. Выполнена замена шпонки с увеличенной длиной на 5 мм ($L=27$ мм вместо 22 мм).

5.7. Испытания повторены по каждой поверхности с нагружением до 240 Нм на входном валу.

5.7.1. Падение момента и наличие внешних признаков разрушения не наблюдалось.

5.8. После проведения испытаний выполнена разборка редуктора для анализа повреждений деталей.

5.8.1. В положениях «ОТКР» и «ЗАКР» контакт колеса выходной ступени с упорами происходил по всей плоскости торца упора в направлении его оси. Смятие упора составило примерно 2 мм (рис. 1).

5.8.2. На рис. 2 показано состояние шпонки между первой и второй ступенями.

5.8.3. Критических повреждений деталей обеих ступеней редуктора, после испытаний, не обнаружено.

6. Основные результаты и выводы:

6.1. Результаты испытаний дают основание считать, что ресурс редуктора РЗА-С2-11200.1-467 (СЗ 103.30.00.000-02) по своим нагрузочным характеристикам составляет не менее 4200 циклов.

6.2. Установленный в ходе испытаний предельный момент, при котором наступают повреждения деталей редуктора при статическом нагружении, составляет:

–при закрытии (упирание в упор положения «ЗАКР») 415 НМ на входном валу и 41000 Нм на выходном валу (по экстраполяция);

–при открытии (упирание в упор положения ОТКР») 240 Нм на входном валу и 36800 на выходном (по экстраполяция).

6.3. Деталью, начало разрушения, которой ограничивается предельный момент редуктора, является шпонка между ступенями.

6.4. Прочность корпусной детали выходной ступени редуктора РЗА-С2-11200, выполненной из высокопрочного чугуна ВЧ-40, обеспечивает повышение предельного нагрузочного момента не менее чем в 2,85 раза в сравнении со случаем применения для изготовления указанного корпуса из серого чугуна СЧ-20 (предельный момент, ограничиваемый прочностью корпуса – 15650 Нм). При этом обеспечивается запас прочности по сравнению с наибольшим моментом управления редуктором (11200 Нм) не менее 4,0.

7. Заключение: Редуктор РЗА-С2-11200.1-467 годен к эксплуатации в условиях, оговоренных КД СЗ 103.30.00.000-02.

Начальник ОТК ООО НПК «Механик»

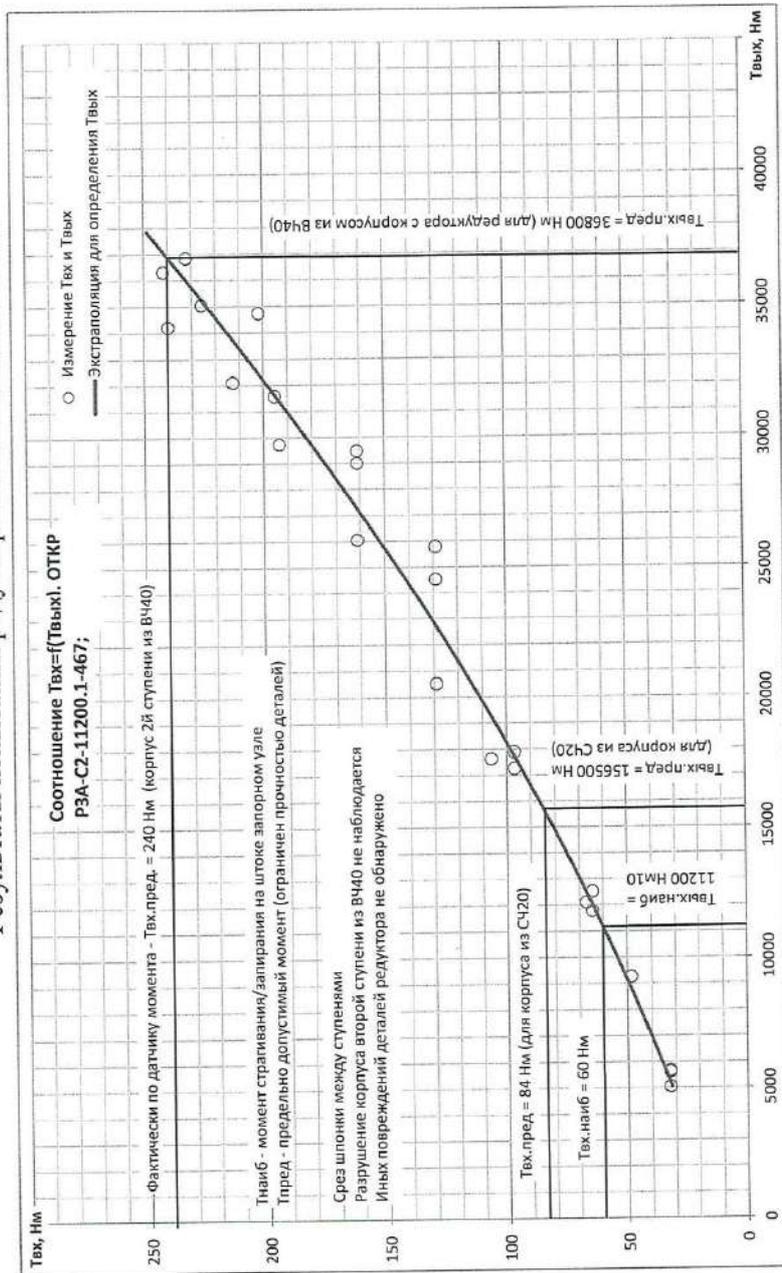
Инженер-испытатель



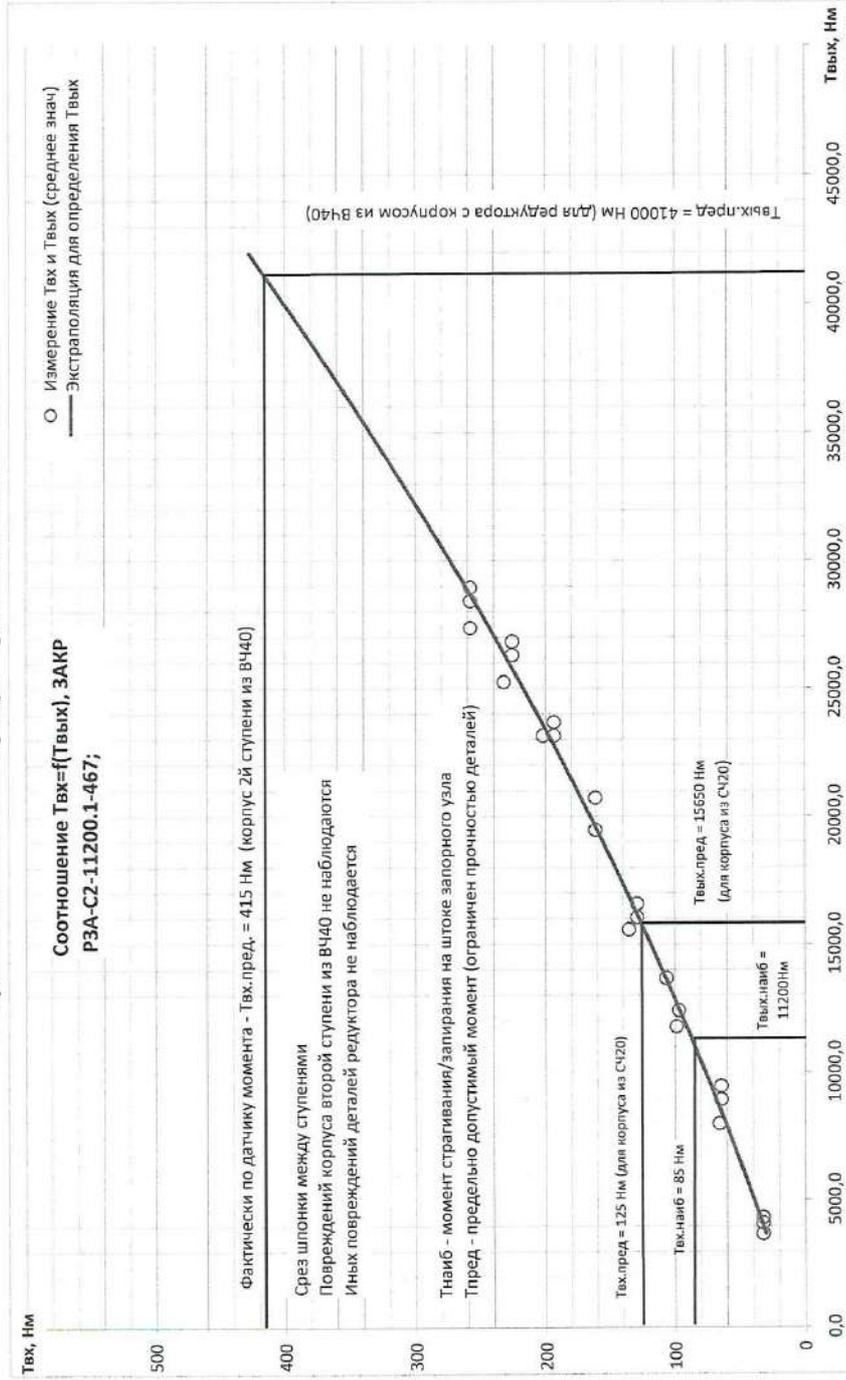
Д.С. Пушкарев

С.Л. Оглезнев

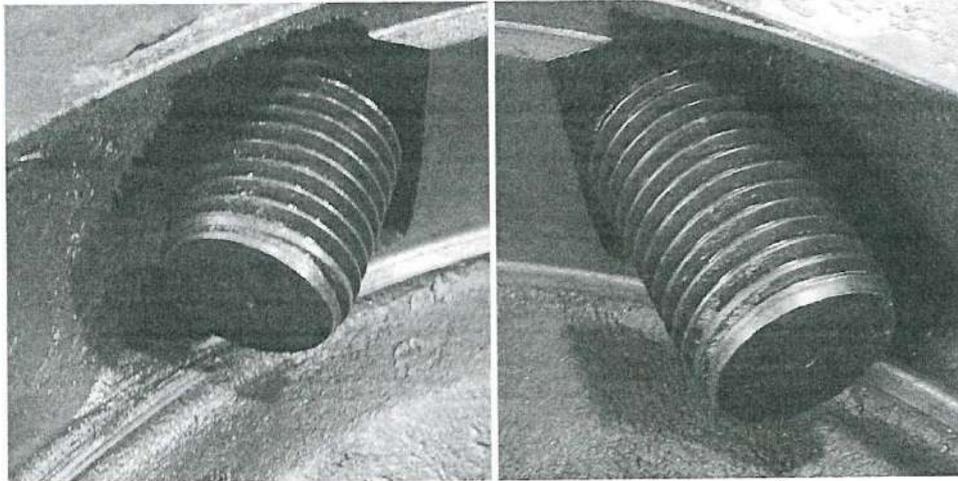
Приложение А
 (справочное)
 Результаты испытаний редуктора в положении «ОТКР».



Приложение Б
(справочное)
Результаты испытаний редуктора в положении «ЗАКР»



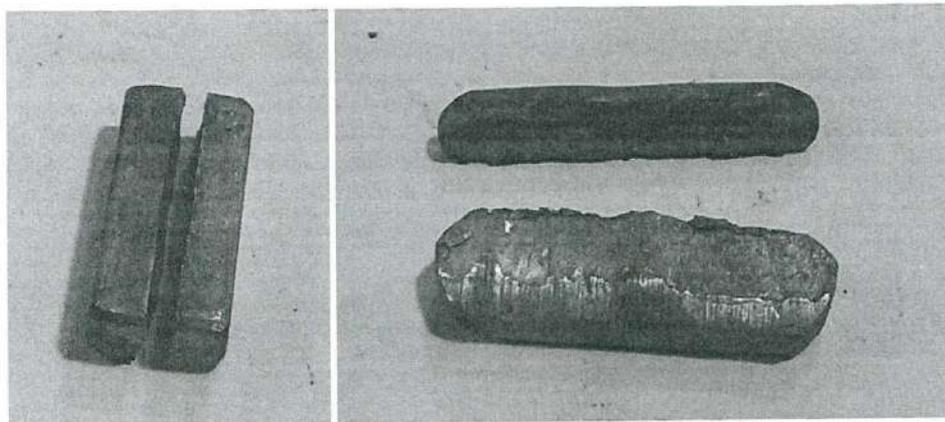
Приложение В
(справочное)
Фотоматериалы



а)

б)

Рисунок 1 – Смятие упора в положении: а) «ЗАКР», б) «ОТКР»



а)

б)

Рисунок 2 – Срез шпонки а) при нагружении на «ЗАКР», б) при нагружении на «ОТКР»



УТВЕРЖДАЮ

Зам. директор ООО «МИП «Механик»

А.С. Кузнецов

« 7 » 12 2018 г

ПТИ-16-08
ПРОТОКОЛ

типовых испытаний редуктора РРЗА-С-3500.1-46

1. **Период проведения испытаний**
с 26.09.2018 по 06.12.2018.

2. **Цель испытаний**

Проверка соответствия редуктора проектным параметрам при постановке в серийное производство.

3. **Описание конструкции**

Редуктор модели РРЗА-С-3500.1-46 состоит:

Наименование	Материал	Термообработка
Основание	ВЧ40 ГОСТ 7293-85	Без термообработки
Корпус	ВЧ40 ГОСТ 7293-85	Без термообработки
Спироидный червяк	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC
Спироидное колесо	40Х ГОСТ 4543-71	Закалка: 45...50 HRC

Спироидная передача характеризуется следующими основными параметрами (остальные параметры согласно чертежам ПС 168.00.001, ПС 168.00.002):

межосевое расстояние a_w , мм	60
передаточное отношение, i_{12}	46
осевой модуль спироидного червяка m_x , мм	2,747

Опорами спироидных передач являются следующие подшипники:

Спироидный червяк	Втулка MU P 22x25 ISO 3547
	Подшипник 8207 ГОСТ 7872-89
	Подшипник 941/30 ГОСТ 4060-78
Спироидное колесо	Основание (сталь-ВЧ40)
	Корпус (сталь-ВЧ40)

В качестве смазки спироидной передачи и трущихся поверхностей используется консистентная смазка следующего состава:

ЦИАТИМ 201 ГОСТ 6267-74	85 %
Мелкодисперсный графит	10 %
Дисульфид молибдена	5 %

Уплотняющими элементами редуктора служат:

Входной вал	Кольцо 035-041-3,6-2-3 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73
	Кольцо 092-098-25-2-3 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73
Выходной вал	Кольцо 085-090-25-2-3 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73

4. Условия испытаний

Испытаниям подвергался один образец редуктора, который прошел ресурсные испытания (1000 циклов). Испытания выполнялись с ориентацией на программу и методику испытаний редукторов запорной арматуры трубопроводов (ПИ-01-0-16) и состояли из следующих этапов:

- контроль соответствия редуктора КД СЗ 142.37.00.000-01;
- определение КПД редуктора;
- испытания на определение слабого звена.

5. Методика испытаний

5.1. Все испытания проводились при температуре внешней среды 20...25°C на испытательном стенде ИС 21.00.000.

5.2. В процессе испытаний редуктор подвергся следующему режиму нагружения:

- в положении «ЗАКР» в течении 2 секунд нагружался моментом 4000Нм с падением до 2000 Нм при открывании;
- в положении «ОТКР» нагружался моментом 2000 Нм при закрывании поднимался до 4000Нм с выдержкой 2 с.

Частота вращения входного вала составляла 20 об/мин. При этом длительность вращения выходного вала в каждую сторону составляла 15 секунд. Длительность паузы не превышала 45 секунд, что соответствовало продолжительности включения 25%.

5.3. Испытания редуктора в статическом режиме проводились путем нагружения выходного вала вращающим моментом 4000 Нм в промежуточном положении.

5.4. Для определения величины момента, предшествующего необратимым изменениям деталей, колесо выходной ступени упиралось в ограничитель движения в положениях «ЗАКР» и «ОТКР». Вращение входного вала осуществлялось маховиком диаметром 600 мм через полый пружинный штифт диаметром 6 мм.

5.5. Величина КПД приведена в таблице 1.

Таблица 1. КПД редуктора

Рабочая поверхность, режим нагружения	Измерение №1	Измерение №2	Измерение №3	Измерение №4	Измерение №5
Правая, статика	0,33	0,32	0,32	0,32	0,34
Левая, статика	0,31	0,29	0,28	0,29	0,31

5.6. При нагружении по левым (вогнутым) поверхностям зубьев (закрытие арматуры) вплоть до момента входного вала 485 Нм внешних признаков разрушения элементов редуктора не наблюдалось. При нагружении по правым (выпуклым) поверхностям зубьев (открытие арматуры) до достижения момента входного вала 440 Нм возникло раскрытие стыка корпуса второй ступени и крышки червяка из-за разрастания крепежа.

5.7. Температура корпуса редуктора, в процессе испытаний, не превышала 40°C.

5.8. По истечении 1000 циклов произведена полная разборка редуктора для анализа состояния деталей. Осмотр деталей показал следующее:

5.8.1. Состояние рабочих поверхностей основания удовлетворительное.

5.8.2. Состояние поверхности скольжения колеса удовлетворительное, состояние зубьев удовлетворительное.

5.8.3. Состояние витков спироидного червяка удовлетворительное.

5.8.4. Состояние поверхности скольжения переходника удовлетворительное.

5.8.5. Обнаружены следы смятия шпонки, установленной в шпоночном пазу хвостовика червяка и водила. Состояние самих пазов удовлетворительное.

5.8.6. Критических повреждений передачи не выявлено.

6. Основные результаты и выводы

6.1. Результаты испытаний дают основание считать, что ресурс редуктора РРЗА-С-3500.1-64 (СЗ 142.37.00.000-01) по своим нагрузочным характеристикам составляет не менее 1000 циклов.

6.2. Установленный в ходе испытаний предельный момент, при котором наступают повреждения деталей редуктора при статическом нагружении, составляет:

– при закрытии (упирание в упор положения «ЗАКР») 485 Нм на входном валу и 6000 Нм на выходном валу (по экстраполяция).

– при открытии (упирание в упор положения ОТКР») 440 Нм на входном валу и 6050 Нм на выходном (по экстраполяция).

6.3. Детальями, начало разрушения которых ограничивает предельный момент редуктора при статическом нагружении на закрытие и открытие арматуры, являются крепежные элементы крышки червяка;

7. **Заключение:** Редуктор РРЗА-С-3500.1-46 годен к эксплуатации в условиях, оговоренных КД СЗ 142.37.00.000-01.

Начальник ОТК ООО НПК «Механик»

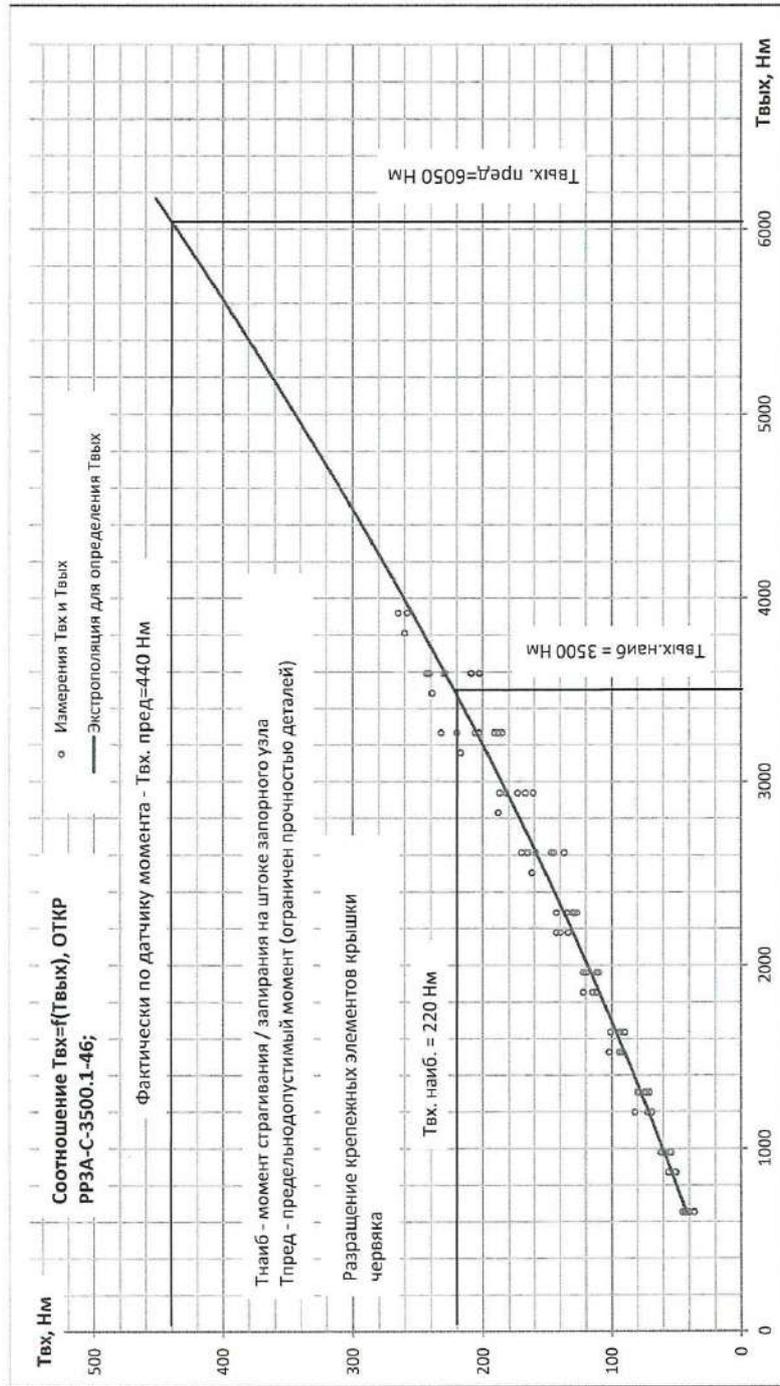


Д.С. Пушкарев

Инженер-испытатель

С.Л. Оглезнев

Приложение А
(справочное)
Результаты испытаний редуктора в положении «ОТКР».



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
 Федеральное государственное бюджетное образовательное
 учреждение высшего образования
 «Ижевский государственный технически университет имени М. Т. Калашникова»
 (ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова»)

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по научной и инновационной
 деятельности ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени
 М. Т. Калашникова»

канд. техн. наук, доцент

А. Н. Копысов

2020 г.



АКТ

о внедрения результатов диссертации Санникова А. М представляемой на
 соискании учёной степени кандидата технических наук

Настоящим актом подтверждается использование результатов диссертационной работы по исследованию нагруженности спироидных передач с учетом многопарного упруго-пластического характера контакта Санникова Александра Михайловича при проектировании и исследовании спироидных редукторов специального и общепромышленного применения. Оценка нагруженного контакта реальных спироидных передач, выполненная с использованием предложенной автором методики и разработанной на ее основе программной системы, позволила обеспечивать высокую несущую способность как самой спироидной передачи, так и редуктора в целом.

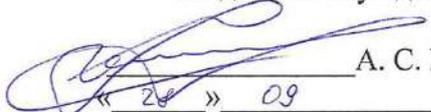
Ведущий инженер
 канд. техн. наук
 научное подразделение «Институт
 механики имени профессора
 Гольдфарба В. И.»

Д. В. Кошкин



ООО «Малое инновационное предприятие «МЕХАНИК»
 426072, Удмуртская Респ., гор. Ижевск, ул. Героя России Ильфата Закирова, 9, оф. 2/6
 Фактический адрес: 426035, Удмуртская Респ., г. Ижевск, ул. 8 Марта, д. 16, литер Б, оф.30
 Тел. +7(3412) 97-05-28, 59-25-03. Тел/факс 97-05-29
 WEB: www.mipmechanic.ru; e-mail: info@mipmechanic.ru

«УТВЕРЖДАЮ»
 Первый зам. директора
 ООО "МИП "МЕХАНИК"
 канд. техн. наук доцент


 А. С. Кузнецов
 « 28 » 09 2020 г.

АКТ

о внедрения результатов диссертации Санникова А. М представляемой на соискании учёной степени кандидата технических наук

Настоящим актом подтверждается внедрение практических результатов диссертационной работы по исследованию нагруженности спироидных передач с учетом многопарного упруго-пластического характера контакта Санникова Александра Михайловича при проектировании и производстве тяжелонагруженных низкоскоростных спироидных редукторов для шаровых кранов и клиновых задвижек. При участии А. М. Санникова разработаны, испытаны и внедрены в серийное производство редукторы:

– третьего поколения – моделей: РЗА-С-300, РЗА-С-2000, РЗА-С-8000, РЗА-С-1600, РЗАМ-С-500, РЗАМ-С-2500;

– ручного управления – моделей: РРЗА-С-550, РРЗА-С-1200, РРЗА-С-1900, РРЗА-С-3500, РРЗА-С-6500, РРЗА-С-12500, РРЗА-С-1800.

Специалист
 канд. техн. наук



Н. А. Бармина