

УДК 621.833.38

doi: 10.18698/0536-1044-2020-4-23-33

Валидация модели упругопластического контакта спироидных передач

А.М. Санников

ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова»

Validation of the Model of Elastoplastic Contact of Spiroid Gears

A.M. Sannikov

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Выполнен анализ упругопластического контакта зубьев тяжело нагруженной низкоскоростной многопарной спироидной передачи, являющийся неотъемлемой частью расчета на прочность и позволяющий прогнозировать нагрузочную способность изделия на начальном этапе его разработки. Актуальность предложенного метода и алгоритма расчета распределения нагрузки и пластической деформации зубьев такой передачи связана с его повышенной производительностью по сравнению с получившим широкое распространение методом конечных элементов. Рассмотрен традиционный вопрос валидации разработанного алгоритма — соответствия получаемого решения результатам реального нагружения. Приведены основные шаги указанного алгоритма с учетом многопарности контакта и макронеровностей на контактных поверхностях, представленных в виде множества участков (ячеек). Координаты центров ячеек рассчитаны с учетом факторов, оказывающих влияние на распределение нагрузки в спироидном зацеплении, таких как погрешности изготовления и (или) сборки, микро- и макронеровности поверхностей, деформации элементов конструкции спироидной передачи. Для валидации предложенного алгоритма выбран доминирующий фактор — огранка поверхности колеса — с намерением сделать влияние остальных факторов пренебрежимо малым. В качестве объекта исследования выбрана одна из серийно производимых многооборотных спироидных передач трубопроводной арматуры. Сформулированы критерии валидации алгоритма: пластическая деформация, площадь, форма и расположение пятна пластического деформирования. Анализ результатов натурного (экспериментального) и численного моделирования позволил сделать вывод о достоверности данных, получаемых с помощью последнего.

Ключевые слова: спироидная передача, валидация алгоритма, пластическая деформация, нагруженность контакта

The paper considers the problem of analyzing the elastoplastic contact of teeth in a heavily loaded low-speed multi-pair spiroid gear. This problem is an integral part of the strength analysis that enables forecasting the load-carrying capacity of the product at the initial stage of its development. The relevance of the considered method and algorithm of calculating the load distribution and plastic strain of teeth is emphasized by its increased productive efficiency as compared to the widely used finite element method. The paper considers a common issue of validation of the developed algorithm, i.e. the correspondence of the obtained solution to the results of a real loading process. The main steps of the algorithm are given with account of the multi-pair contact and macro-roughnesses on the contact flanks that are represented as the set of areas (cells). The coordinates of the cell centers are calculated taking account of the factors influencing the load distribution in the spiroid gearing, such as

manufacturing and/or assembly errors, surface micro- and macro-roughnesses, and deformations of the gearbox parts. To validate the algorithm, only one dominating factor — the gearwheel surface undulation — is chosen, since all the other factors are negligibly small. The object of the study is a gear in one of the mass-produced multi-turn spiroid gearboxes for pipeline valves. The criteria for the algorithm validation are formulated, namely, the plastic strain value, the area, shape and arrangement of the pattern of the plastic strain. By analyzing the results of numerical and experimental modeling it is possible to draw a conclusion on the validity of the results obtained by means of the studied numerical method of analysis. The divergence of the plastic strain value obtained experimentally and through calculation was under 10 %, and the area of the plastic strain pattern was under 10 %.

Keywords: spiroid gear, algorithm validation, plastic strain, loaded contact

Анализ нагруженности, являющийся неотъемлемой и одной из самых сложных задач проектирования зубчатой передачи, позволяет спрогнозировать ее работоспособность и надежность в пределах заданного срока службы.

Одним из этапов этого анализа является оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) зубчатой передачи, которая значительно усложнена для многопарной спироидной передачи (СП) трубопроводной арматуры (ТПА) вследствие особенностей СП: тяжелого режима нагружения (практически статического при перегрузках), повышенной температуры, сложного пространственного расположения рабочих поверхностей и большого коэффициента перекрытия.

Распространенным методом анализа НДС является метод конечных элементов. Однако этот метод имеет следующие существенные недостатки:

- рост погрешности расчета при оценке напряжений на относительно не плавно сопряженных переходных участках зубьев у их оснований;

- резкое возрастание вычислительной сложности для случая многопарного контакта, характерного для СП.

Эти недостатки усугублены необходимостью оценки в нескольких (обычно не менее чем в шести) фазах зацепления и выбора наиболее опасной из них.

Проблему во многом решают методы, предложенные и развитые в работах К.И. Заблонского [1], Г.И. Шевелевой [2, 3], Э.Л. Айрапетова [4] и сводящиеся к решению системы линейных уравнений совместности перемещений точек контактирующих поверхностей и равновесия нагруженных звеньев. При этом контакт зубьев принят упругим, что не всегда обосновано в случае тяжелонагруженных СП (рис. 1).

Этот недостаток также устранен в алгоритме, предложенном в работах [5–7], основные этапы и верификация которого подробно изложены в статье [8].

Цель работы — валидация алгоритма расчета НДС СП с учетом упругопластического контакта.

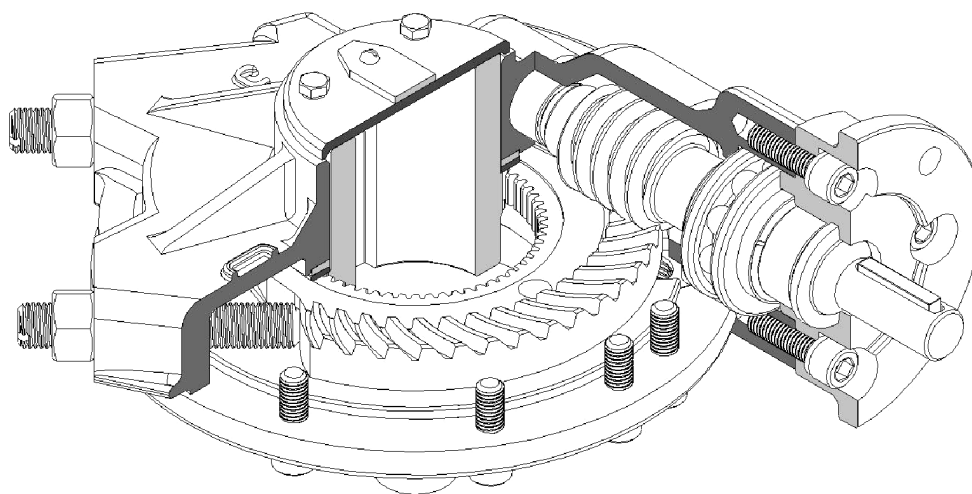


Рис. 1. Внешний вид спироидного редуктора

Алгоритм расчета НДС СП с учетом упруго-пластического контакта. Предлагаемый алгоритм ориентирован главным образом на определение распределения нагрузки на первых циклах работы, когда износ зубьев является пренебрежимо малым фактором приработки. Это допущение основано на практике испытаний и эксплуатации передач ТПА.

Износ контактных поверхностей возможен и происходит, не являясь при правильном проектировании, изготовлении и эксплуатации доминирующим фактором в работе СП. Геометрия зубьев, полученная в ходе моделирования упругопластического нагружения, может стать исходной информацией для расчета эволюции контактных поверхностей с учетом износа.

Исследуемая СП представляет собой дискретно нагруженную систему, в которой условие совместности перемещений ячеек боковых поверхностей витков червяка и зубьев колеса и условие равновесия сил описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} w_{km} + S_{0km} - \Delta_{\varphi 2km} = 0; \\ \sum_D F_{k'm'} \tilde{r}_{2k'm'} - T_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где w_{km} — упругопластическое перемещение; S_{0km} — исходный (до расчета распределения нагрузки) зазор между km -ми ячейками поверхностей; $\Delta_{\varphi 2km}$ — относительное перемещение km -х ячеек в результате сближения звеньев при нагружении СП; D — область контакта; $F_{k'm'}$ — сила, приложенная в $k'm'$ -й ячейке относительно оси колеса; $\tilde{r}_{2k'm'}$ — плечо действия силы $F_{k'm'}$; T_2 — заданный крутящий момент на спироидном колесе.

В ходе расчета уточняются заранее неизвестные число уравнений системы (1) и все искоемые параметры: область контакта D , относительное перемещение (сближение) km -х ячеек $\Delta_{\varphi 2km}$ и значения дискретно приложенных сил.

Алгоритм расчета НДС СП с учетом упруго-пластического контакта включает в себя следующие шаги:

1) ввод (расчет) исходных данных: зазоров S_{0km} , физико-механических свойств материалов звеньев и момента T_2 ;

2) задание и вычисление данных первого приближения (первой итерации): сближения звеньев, набора нагруженных (внедренных) ячеек и сил в этих ячейках;

3) определение упругого перемещения ячеек от действующих в них сил и зазоров/внедрений

(далее невязок ξ), образующихся между зубьями после учета упругих и упругопластических перемещений при заданном сближении; коррекция значения сближения в зависимости от средней невязки $\xi_{ср}$;

4) коррекция области контакта D путем добавления тех ячеек, в которых невязка оказалась отрицательной (произошло расчетное внедрение поверхностей, ячейка вошла в контакт и начала передавать вращающий момент);

5) коррекция сил в ячейках в зависимости от средней невязки; ячейки, в которых расчетное значение силы оказалось меньше нуля, исключаются из области контакта с последующей корректировкой оставшихся сил для обеспечения условия равновесия (второе уравнение системы (1));

6) расчет (коррекция) пластической деформации w_p в ячейках, где контактное напряжение σ_H превысило допустимое значение $[\sigma_H]$ [9]; силы в этих ячейках корректируются (уменьшаются) — рассчитываются исходя из значения $[\sigma_H]$ и площади ячейки;

7) вычисление суммарного пятна смятия на основе совокупности площадок смятия во всех расчетных фазах зацепления;

8) проверка условия окончания алгоритма по выбранному критерию точности расчета и выполнению задачи анализа НДС.

Следует отметить, что шаги 3–8 рассматриваемого алгоритма относятся как к первой, так и ко всем последующим итерациям.

Одно из главных допущений, сделанных в предложенном алгоритме, заключается в том, что приращение пластической деформации и величина превышения допустимого контактного напряжения (давления) связаны нелинейно, эта зависимость уточняется по ходу итераций для ускорения сходимости [7, 10].

С вычислительной точки зрения это допущение может и не сказываться на действительности алгоритма, его сходимость к решению проверена неоднократно [10]. При этом остается открытым вопрос о соответствии решения, к которому сходится алгоритм, реальному контакту. По сути, следует сопоставить результаты расчета с данными эксперимента.

Погрешности. Учет возможных погрешностей сводится к корректной и в максимальной степени отвечающей условиям расчета постановке эксперимента и к определению набора объективных показателей для сравнения указанных

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

- погрешности зубьев (профиля, шага, толщины, продольной линии);
- погрешности монтажа, включающие в себя погрешности деталей, в которых базируется СП, и зазоров между ними;
- тепловые и силовые деформации элементов конструкции;
- изнашивание в сопряжениях деталей, в том числе контактирующих зубьев.

Возможность учета всех перечисленных факторов встроена в разработанный алгоритм расчета НДС СП, который реализован в системе автоматизированного проектирования (САПР) SPDIAL+. С одной стороны, не представляет особой сложности взять за натуральный образец для эксперимента СП с комплексом проявившихся погрешностей. С другой стороны, в группе СП для экспериментальной проверки желательно обеспечить повторяемость условий и возможность варьирования степени нагруженности заданных участков зубьев.

Целесообразно выделить один фактор, искусственно сделать его доминирующим и варьировуемым, обеспечив тем самым выполнение этих условий.

Как известно [11–13], контакт в спироидном зацеплении мало чувствителен к действию многих погрешностей. Поэтому в качестве доминирующей выбрана погрешность продольной линии зуба колеса — огранки — с намерением в той или иной степени сконцентрировать нагрузку на ее вершинах.

Также для локализации в удобной для измерений области введены продольная и поперечная модификации боковой поверхности зуба. Следует отметить, что локализация контакта несколько снижает чувствительность зацепления к остальным погрешностям, которые необходимо нивелировать по сравнению с доминирующей.

Валидацию алгоритма расчета НДС СП с учетом упругопластического контакта проводили путем сравнения результатов численного и натурального (экспериментального) моделирования по двум критериям — количественному и качественному. В первом случае сравнивали пластическое деформирование вершин огранки на боковой поверхности зуба спироидного колеса, во втором — расположение,

размер и форму пятен пластического деформирования.

Экспериментальное моделирование. В качестве натурального образца использована СП РЗАМ-С-500 [14, 15].

Техническая характеристика СП РЗАМ-С-500

Межосевое расстояние, мм	28
Осевой модуль червяка, мм	3,385
Число, шт.:	
зубьев колеса	3
витков червяка	22
Наружный диаметр спироидного червяка, мм	40,5
Диаметр спироидного колеса, мм:	
внешний	120
внутренний	92
Коэффициент высоты:	
головки	1,0
ножки	1,1
Угол профиля боковой поверхности, град:	
правой	26,55
левой	13,96
Вращающий момент на выходном валу, Н·м:	
наибольший	500
пиковый	1000
Материал звеньев	Сталь 40Х
Твердость поверхности звеньев	45...50 HRC

Экспериментальное моделирование включало в себя четыре этапа:

- формирование огранки на боковых поверхностях зуба спироидного колеса в процессе его нарезания, искусственно завышенной по сравнению с обычно получаемой (степень завышения определяется подачей фрезы в конце нарезания); измерение высоты огранки $H_{огр}$ на Контактном измерителе БВ-5028 индикатором ЧИЗ ИРБ 0-02 0,002 по схемам, приведенным на рис. 2–4; измеренные значения использовали в численном моделировании в качестве исходных данных;
- обкатка редуктора с исследуемой передачей в течение пяти циклов (10 оборотов выходного

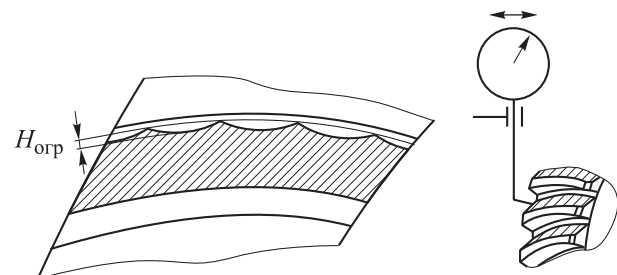


Рис. 2. Схема измерения высоты огранки на боковой поверхности зуба спироидного колеса



Рис. 3. Измерение высоты огранки на Контактномере БВ-5028

вала) с моментом вращения, указанным в технической характеристике, на стенде ИС-15;

- повторное измерение огранки с занесением результатов в табл. 1;
- фотофиксация полученных пятен пластического деформирования для сравнения качественных показателей.

Испытательный стенд ИС-15 (рис. 5) включает в себя электродвигатель 1; редуктор 2, понижающий частоту вращения вала этого электродвигателя; карданный вал 4, соединяющий муфту момента 3 и испытуемый редуктор 7; ленточный тормоз 5; одноступенчатый мультипликатор 6, который предназначен для повы-

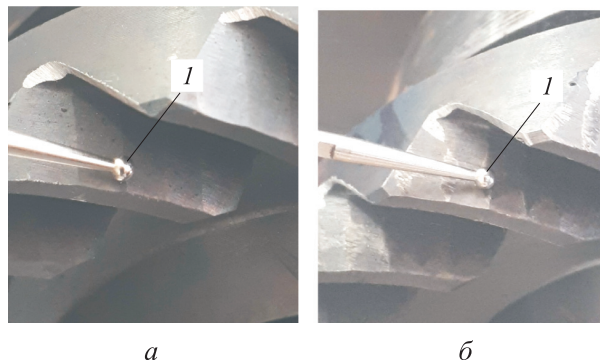


Рис. 4. Измерение высоты огранки на боковой поверхности зуба спироидного колеса до (а) и после (б) обкатки (1 — ножка индикатора)

шения момента, развиваемого ленточным тормозом и фиксируемого датчиком растяжения-сжатия 8. Результаты испытаний отражаются на блоке индикации 9.

Площадь пятна пластического деформирования на натурном образце определяли в среде Adobe Photoshop, куда помещали изображение, чтобы оценить число пикселей более темных областей (пятен пластического деформирования). Затем при известных плотности изображения и количестве точек определяли значения площади пятна пластического деформирования [6], которые заносили в табл. 2.

Чтобы сравнить положения и формы пятна пластического деформирования, в программе Adobe Photoshop изображения, полученные при фотофиксации, накладывали на изображения, построенные в среде MATLAB на основании результатов численного моделирования (рис. 6).

Таблица 1

Значения количественных критериев

Номер исследования	T_2 , Н·м	$i_{огр}$	$H_{огр}$, мм	w_{p2a} , мм	$w_{p2ч}$, мм	$w_{p2ч} - w_{p2a}$, мм	Δ_w , %
1	600	1-3	0,11	0,010	0,012	0,002	20
		4	0,12	0,020	0,019	-0,001	5
		5, 6	0,11	0,010	0,011	0,003	10
2	1000	1	0,10	0,060	0,055	-0,005	8
		2-6	0,04	0,010	0,010	0,000	0
3	1000	1-6	0,11	0,035	0,033	-0,004	6
4	1000	1-6	0,07	0,035	0,032	-0,003	9
5	1000	1-6	0,06	0,035	0,032	-0,003	9

Примечание. w_{p2a} и $w_{p2ч}$ — пластическая деформация на вершинах огранки спироидного колеса, определенная путем экспериментального и численного моделирования; Δ_w — несоответствие значений пластической деформации, полученных путем экспериментального и численного моделирования.

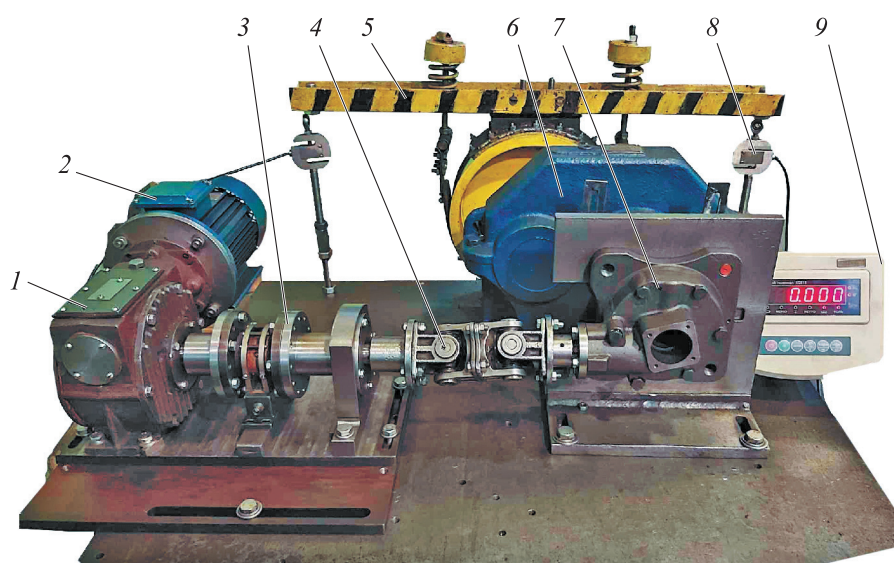


Рис. 5. Внешний вид испытательного стенда ИС-15

Таблица 2

Значения качественных критериев

Номер исследования	T_2 , Н·м	$i_{огр}$	$H_{огр}$, мм	S_3 , мм ²	S_4 , мм ²	Δ_s , %	j , шт.	j_{Σ} , шт.	Δj , %
1	600	1-3	0,11	3,90	3,55	9	19	359	5
		4	0,12	4,02	4,20	4			
		5, 6	0,11	3,97	3,55	10			
2	1000	1	0,10	9,42	8,90	6	30	488	6
		2-6	0,04	9,14	8,50	7			
3	1000	1-6	0,11	6,83	6,33	7	25	578	4
4	1000	1-6	0,07	11,45	10,83	5	40	600	7
5	1000	1-6	0,06	11,90	10,82	9	39	603	6

Примечание. S_3 и S_4 — площадь пятна пластического деформирования на вершинах огранки спироидного колеса, полученная путем экспериментального и численного моделирования; j — число несовпадающих ячеек; j_{Σ} — суммарное число пластически деформируемых ячеек; Δ_s и Δj — несовпадение значений площади пятна пластического деформирования и числа пластически деформированных ячеек, определенных путем экспериментального и численного моделирования.

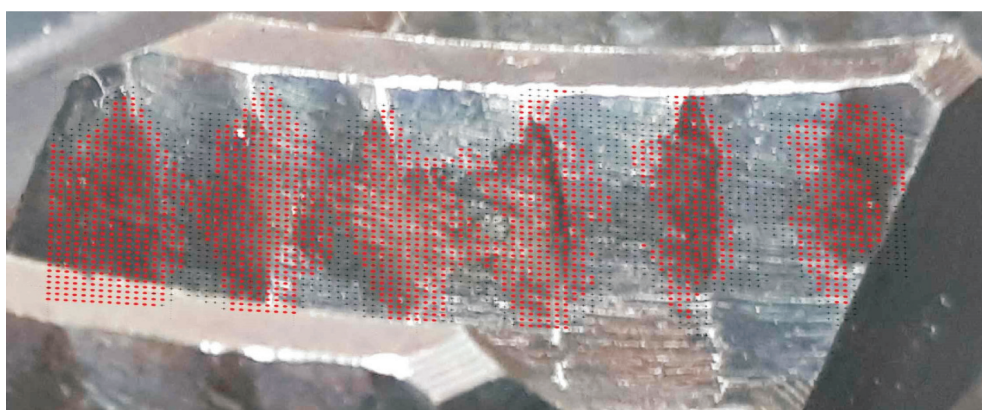


Рис. 6. Сравнение формы и положения пятна пластического деформирования

Далее определяли точки (ячейки), для которых расчетным путем вычислена пластическая деформация, и которые вышли за пределы пятен деформации, полученных на натурном образце. Результаты — количество этих ячеек — занесли в табл. 2.

Численное моделирование. Численное моделирование включало в себя четыре основных этапа:

- задание исходных данных условий работы и геометрических параметров СП (рис. 7), указанных в технической характеристике;

- задание параметров огранки (высоты $H_{огр}$ и количества волн $i_{огр}$) на контактирующих поверхностях (рис. 8);

- задание свойств материалов СП, условий расчета (см. рис. 8); расчет с выгрузкой результатов в текстовый файл;

- обработка полученных данных в среде MATLAB с помощью программ, созданных для обработки и представления результатов расчета в удобном для анализа виде.

Результаты и их обсуждение. Результаты экспериментального и численного моделирова-

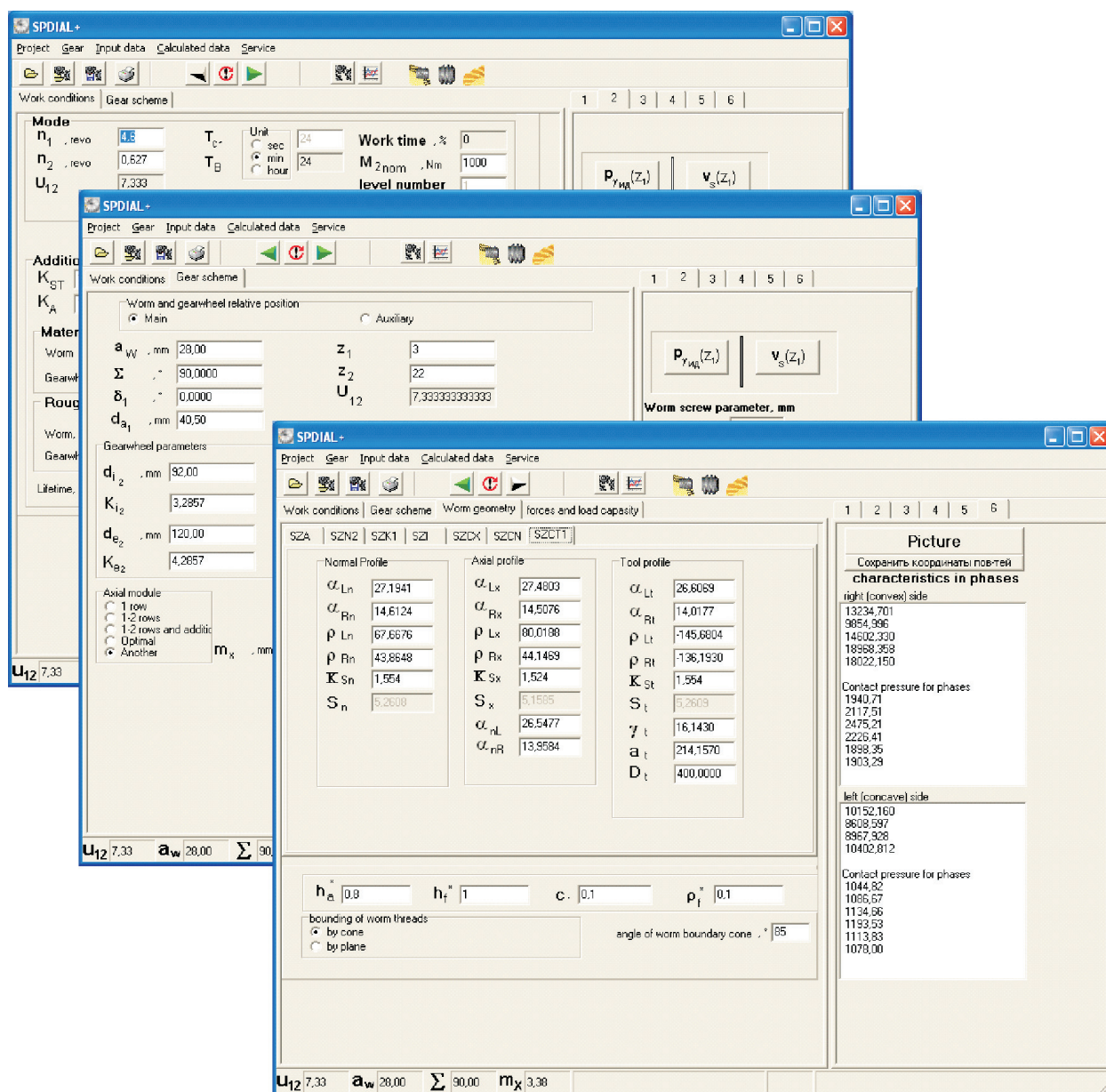


Рис. 7. Задание исходных данных, выбор схемы СП и параметров червяка в САПР SPDIAL+

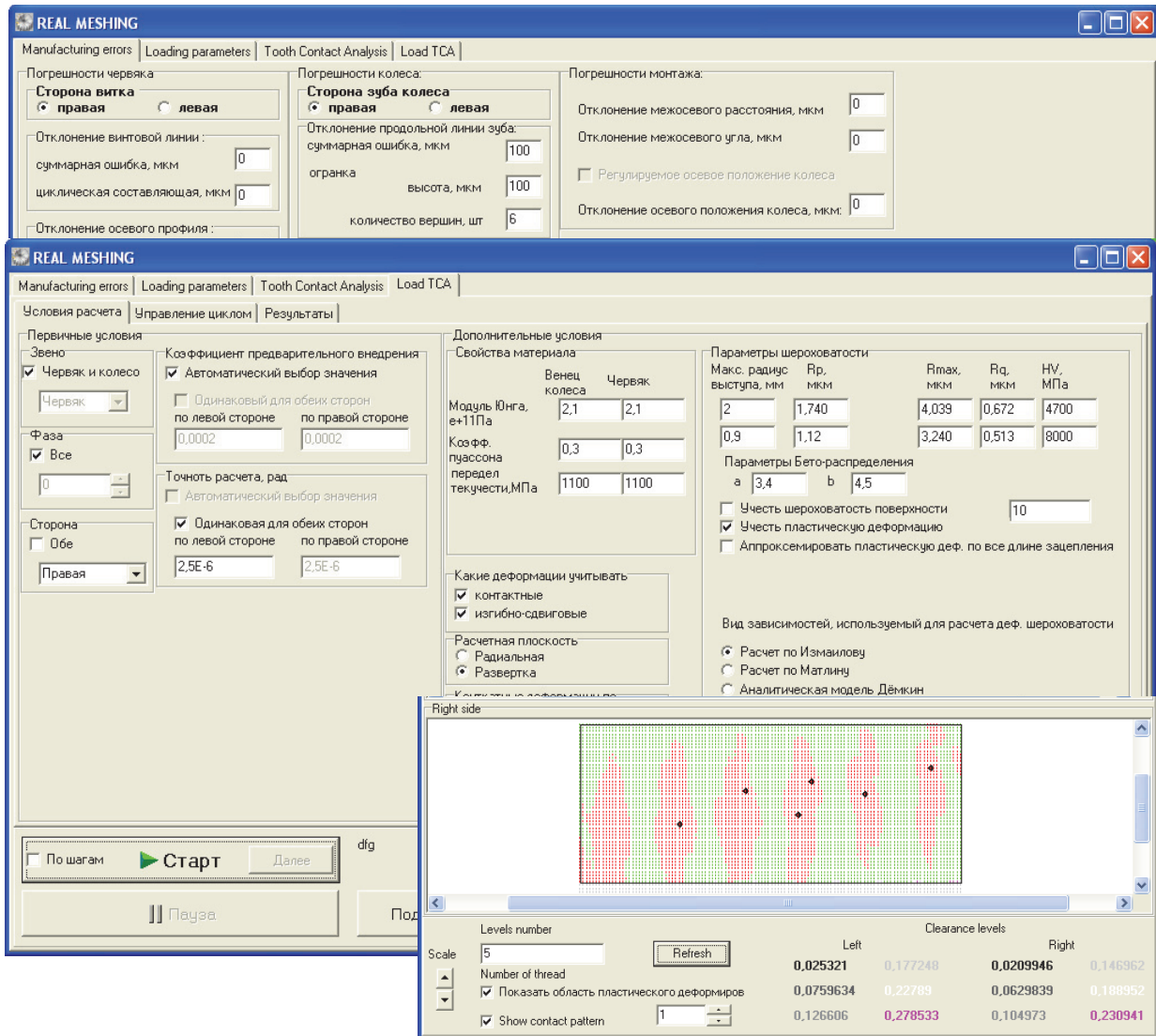


Рис. 8. Задание параметров огранки, свойств материалов и представление результатов моделирования в САПР SPDIAL+

ния приведены в табл. 1, 2 и на рис. 9, а–в. Их анализ позволяет утверждать, что данные, полученные с помощью алгоритма расчета НДС СП, учитывающего упругопластический характер контакта, вполне достоверны:

- расхождение результатов экспериментального и численного моделирования пластического деформирования вершин волн огранки на порядок меньше исследуемых величин, и оно сопоставимо с погрешностью измерительного инструмента; с увеличением вращающего момента расхождение снижается, что можно объяснить увеличением пластического деформирования практически в 2 раза и, как следствие, меньшим влиянием измерительной погрешности;

- расхождение площадей пятен пластического деформирования, полученных при числен-

ном моделировании и наблюдаемых на натуральных образцах, не превышает 10 %;

- расхождение форм и расположений пятен пластического деформирования, полученных расчетным и экспериментальным путями, не превышает 10 % общего числа ячеек, участвующих в контакте.

Результаты экспериментального и численного моделирования подтверждают предварительный вывод, сделанный на основе опыта производства и испытаний СП ТПА, о том, что огранка на боковой поверхности зуба передачи уже на первых циклах ее работы сминается, и пятно контакта распространяется практически по всей поверхности, обеспечивая тем самым высокую нагрузочную способность СП в целом.

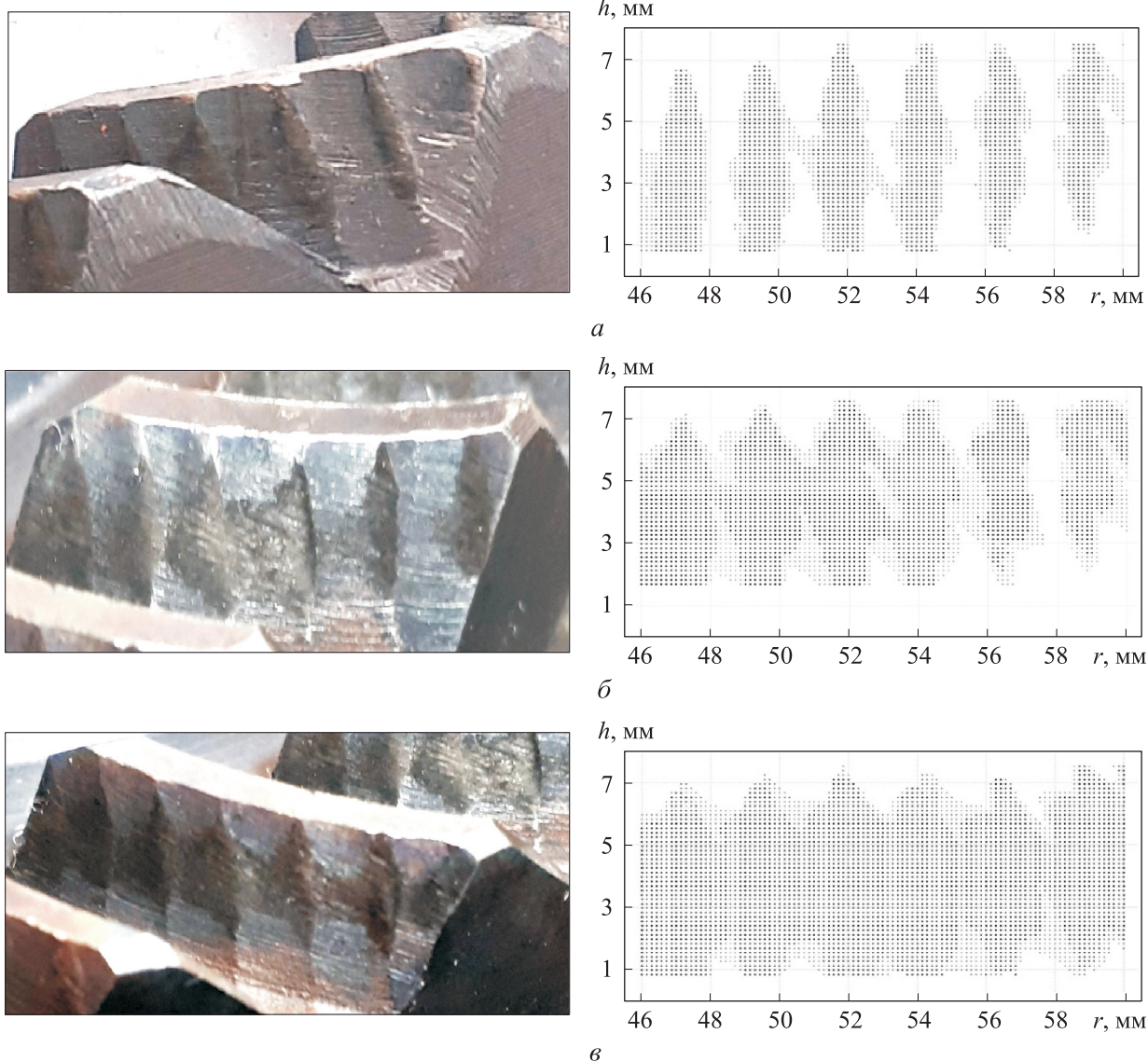


Рис. 9. Положения пятен пластического деформирования, полученные путем экспериментального (слева) и численного (справа) моделирования, соответствующие данным первого (а), второго (б) и четвертого (в) исследований, приведенным в табл. 1, 2:
 h и r — высота зуба и радиус спироидного колеса

Выводы

1. Предложенный алгоритм расчета НДС многопарной СП прошел валидацию по всем критериям, вследствие чего позволяет оценивать область упругопластического контакта, пластическое смятие боковых поверхностей

зубьев и уточнять значения нагрузок, действующих на отдельно взятые зубья.

2. Результаты расчета могут стать основой для оценки прочности многопарной тяжело-нагруженной СП по условиям допустимого уровня контактного смятия поверхностей и прочности витков червяка и зубьев колеса.

Литература

[1] Заблонский К.И. *Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении*. Киев, Техніка, 1977. 208 с.
 [2] Шевелева Г.И. Численный метод решения контактной задачи при сжатии упругих тел. *Машиноведение*, 1981, № 5, с. 90–94.

- [3] 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. 63–66.
- [4] Айрапетов Э.Л. *Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением*. Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2000. 142 с.
- [5] Трубачев Е.С. Основы анализа зацепления реальных спироидных передач. *Вестник машиностроения*, 2004, № 10, с. 3–11.
- [6] Кузнецов А.С. *Теоретическое и экспериментальное исследование статической нагруженности спироидной передачи*. Дис. ... канд. техн. наук. Ижевск, 2005. 186 с.
- [7] Санников А.М. Расчет напряженно-деформированного состояния спироидной передачи при действии пиковой нагрузки. *Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова*, 2018, № 21-2, с. 24–30.
- [8] Trubachev E., Kuznetsov A., Sannikov A. Model of Loaded Contact in Multi-pair Gears. *Mechanisms and Machine Science 51. Springer International Publishing AG Switzerland*. 2018, pp. 45–72.
- [9] 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.
- [10] Sannikov A. Numerical simulation of elastoplastic contact of heavy-loaded spiroid gears. *MATEC Web Conf., 6th International BAPT Conference "Power Transmissions"*, 2019, vol. 287, p. 02005, doi: 10.1051/mateconf/201928702005
- [11] Фефер А.М. *Некоторые вопросы точности зацепления, изготовления и монтажа гипоидно-червячных (спироидных) передач*. Дис. ... канд. техн. наук, Ижевск, 1970. 200 с.
- [12] Гольдфарб В.И., Кунивер А.С. Особенности конструкции и профилирования фрезы для модификации зубьев спироидных колес. *Машиностроитель*, 2003, № 3, с. 29–31.
- [13] Трубачев Е.С., Береснева А.В. Моделирование технологических ошибок при разработке норм точности спироидных передач. *Теория и практика зубчатых передач. Тр. науч.-техн. конф. с международным участием*, Ижевск, 19–21 мая 2004, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2004, с. 113–120.
- [14] *Multi-turn gearboxes for valves with rising and stationary spindles*. URL: http://www.mechanik.udmnet.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=5&Itemid=6&lang=en (дата обращения 26 октября 2019).
- [15] Гольдфарб В.И., Трубачев Е.С., Кузнецов А.С. Сопоставительный анализ поколений спироидных редукторов приводов трубопроводной арматуры. *Арматуростроение*, 2015, № 1(94), с. 80–87.

References

- [1] Zablonskiy K.I. *Zubchatyye peredachi. Raspredeleniye nagruzki v zatseplenii* [Gears. Gear load distribution]. Kiev, Tekhnika publ., 1977. 208 p.
- [2] Sheveleva G.I. A numerical method for solving the contact problem in compression of elastic bodies. *Mashinovedeniye*, 1981, no. 5, pp. 90–94 (in Russ.).
- [3] Sheveleva G.I., Volkov A.E., Medvedev V.I. Calculation of contact pressures in bevel gears for different tooth models. *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin*, 2003, no. 2, pp. 63–66 (in Russ.).
- [4] Ayrapetov E.L. *Sostoyaniye i perspektivy razvitiya metodov rascheta nagruzhennosti i prochnosti peredach zatsepleniyem* [State and prospects of development of methods for calculating gear loading and gear strength]. Izhevsk, IzhSTU, 2000. 142 p.
- [5] Trubachev E.S. Fundamentals of linking analysis of real spiroid gears. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2004, no. 10, pp. 3–11 (in Russ.).
- [6] Kuznetsov A.S. *Teoreticheskoye i eksperimental'noye issledovaniye staticheskoy nagruzhennosti spiroidnoy peredachi*. Kand. Diss. [Theoretical and experimental study of the static loading of spiroid transmission. Cand. Diss.]. Izhevsk, 2005. 186 p.
- [7] Sannikov A.M. Analysis of Mode of Deformation for Spiroid Gears under Peak Loads. *Bulletin of Kalashnikov ISTU*, 2018, no. 21-2, pp. 24–30 (in Russ.).
- [8] Trubachev E., Kuznetsov A., Sannikov A. Model of Loaded Contact in Multi-pair Gears. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 45–72, doi: 10.1007/978-3-319-60399-5_3

- [9] Tret'yakov E.M. Technique for calculation of a solid body for contact strength using ultimate loads. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2012, no. 4, pp. 98–124 (in Russ.).
- [10] Sannikov A. Numerical simulation of elastoplastic contact of heavy-loaded spiroid gears. *MATEC Web Conf., 6th International BAPT Conference "Power Transmissions"*, 2019, vol. 287, p. 02005, doi: 10.1051/mateconf/201928702005
- [11] Fefer A.M. *Nekotoryye voprosy tochnosti zatsepleniya, izgotovleniya i montazha gipoidno-chervyachnykh (spiroidnykh) peredach*. Kand. Diss. [Some issues of the accuracy of the engagement, manufacture and installation of hypoid-worm (spyroid) gears. Cand. Diss.]. Izhevsk, 1972.
- [12] Gol'dfarb V.I., Kuniver A.S. Features of the design and profiling of the milling cutter for the modification of teeth of spiroid wheels. *Mashinostroitel'*, 2003, no. 3, pp. 29–31 (in Russ.).
- [13] Trubachev E.S., Beresneva A.V. Modeling technological errors in the development of accuracy standards for spiroid gears. *Teoriya i praktika zubchatykh peredach. Tr. mezhdunar. konf.* [Theory and practice of gears. Proceedings of the international conference]. Izhevsk, 2004, pp. 113–120.
- [14] *Multi-turn gearboxes for valves with rising and stationary spindles*. Available at: http://www.mechanik.udmnet.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=5&Itemid=6&lang=en (accessed 26 October 2019).
- [15] Gol'dfarb V.I., Trubachev E.S., Kuznetsov A.S. Benchmarking study of spiroid gearbox generations for valve actuators. *Valve*, 2015, no. 1(94), pp. 80–87 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 28.11.2019

Информация об авторе

САННИКОВ Александр Михайлович — ассистент кафедры «Конструкторско-технологическая подготовка машиностроительных производств». ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова» (426069, Ижевск, Удмуртская Республика, ул. Студенческая, д. 7, e-mail: alex1_87@mail.ru).

Information about the author

SANNIKOV Aleksandr Mikhailovich — Teaching Assistant, Department of Design and Technological Preparation of Mechanical Engineering Production. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Kalashnikov Izhevsk State Technical University (426069, Izhevsk, Udmurt Republic, Russian Federation, Studencheskaya St., Bldg. 7, e-mail: alex1_87@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Санников А.М. Валидация модели упругопластического контакта спироидных передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 4, с. 23–33, doi: 10.18698/0536-1044-2020-4-23-33

Please cite this article in English as:

Sannikov A.M. Validation of the Model of Elastoplastic Contact of Spiroid Gears. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 4, pp. 23–33, doi: 10.18698/0536-1044-2020-4-23-33