

## Выводы:

1. Впервые разработаны зубчатые передачи с пространственной точечной и двухпарной системой зацепления зубьев, характеризуемые высокой нагрузочной способностью по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба, а также улучшенными весогабаритными показателями и вибраакустическими характеристиками.

2. Установлено, что нагрузочная способность данных передач по контактным напряжениям выше таковой традиционных зубчатых передач с линейным зацеплением зубьев в 1,7...2,2 раза, а по напряжениям изгиба – в 1,4...1,7 раза.

3. Указанные зубчатые передачи характеризуются также снижением уровня вибрации и шума  $\Delta L$  от 9дБ 15дБ. При этом меньшие значения  $\Delta L$  характерны для зубьев с нормальным профилем, а большие значения  $\Delta L$  для зубьев с "глубоким" профилем.

**Список литературы:** 1. ВНИИМаш. Передачи Новикова с твёрдостью зубьев  $HB > 350$ . Расчёт на прочность. [Текст] // Методические рекомендации. – М., 1987. – 87с. 2. Ковалёв М.П. Расчёт высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М.П. Ковалёв, М.З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1980. – 375с. 3. Макушин М.И. Напряженное состояние и прочность в местах контакта [Текст] / М.И. Макушин // Труды кафедры сопромата МВТУ, 1947. – С.79-145. 4. Пат. 77304 на винахід. Україна. Зубчаста передача з кризовійними твірними зубів [Текст] / О.П. Попов – а2004121281; заявл. 14.02.04; опубл. 26.11.06. Бюл. №11. 5. Пат. 81008 на винахід. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зацеплення евольвентних зубів [Текст] / О.П. Попов – а200507850; заявл. 08.08.05; опубл. 26.11.07. Бюл. №19. 6. Alexey Popov. Новая теория контактной прочности упруго скжатых тел [Текст] / Popov Alexey // Lublin (Poland). – Изд-во Motrol, 2010. – С.223-231. 7. Попов А.П. Разработка высокоеффективных зубчатых передач на основе новой теории контактной прочности [Текст] / А.П. Попов, А.И. Мироненко // Специализированный информационно-аналитический журнал "Газотурбинные технологии". – М., 2011. – №4(95). – С.32-37. 8. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов. – Николаев: Изд-во Аттла, 2010. – 774с. 9. Федякин Р.В. Расчёт цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач [Текст] / Р.В. Федякин, В.А. Чесноков // Изв. ВВИИ им. проф. Жуковского. – М., 1982. – 144с. 10. Энциклопедический справочник. Инженерные расчёты в машиностроении [Текст]. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит-ры, 1948. – 891с.

Поступила (received) 16.02.2014

УДК 621.833

**P.B. PROTASOV**, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПІ";

**A.B. USTINENKO**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР;

**B.I. SERIKOV**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР

## ФОРМИРОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИНО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭВОЛЮТНОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Памяти проф. А.Г. Приймакова  
посвящается**

В статье рассмотрено создание параметрической 3D-модели эволютной зубчатой пары, зубья которой контактируют в полюсе зацепления. Построена упрощенная расчетная модель и, используя ее геометрию, создана конечно-элементная сетка. На основании метода конечных элементов определено напряженно-деформированное состояние зубчатой пары для случая однопарного зацепления в полюсе.

**Ключевые слова:** эволютная передача, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, контактное давление.

**Введение. Постановка задачи.** Работы [1, 2] посвящены вопросам исследования качественных показателей и нагрузочной способности эволютных передач, предложенных А.И. Павловым [3]. Основным фактором, влияющим на работоспособность силовой зубчатой передачи, является контактная прочность зубьев.

© Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, В.И. Сериков, 2014

Контактная прочность некоторых эволютных передач была определена аналитически в работе [2] на основании формулы Г. Герца [4]. Однако в последнее время все более широкое применение находит метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий рассчитать напряженно-деформированное состояние (НДС) всего зуба, а именно получить полную и достоверную картину распределения деформаций и напряжений по поверхности контакта и в глубине зуба.

МКЭ является достаточно мощным современным методом численного моделирования физико-механических процессов. Он реализован в виде универсальных программных комплексов ANSYS, NASTRAN, Cosmos. Применение программных комплексов такого класса связано с временными затратами и высокой вычислительной мощностью компьютеров. Следовательно, с целью рационального использования указанных ресурсов с одной стороны и достоверных результатов расчета с другой необходимо создать качественную и адекватную расчетную модель. Однако добиться указанного баланса возможно лишь при проведении серии расчетов с различными параметрами конечно-элементной (КЭ) модели.

Поэтому возникает актуальная задача определения параметров конечно-элементной сетки для исследования НДС эволютной передачи в случае однопарного контакта зубьев в полюсе.

**Целью работы** является определение НДС в зацеплении цилиндрической прямозубой эволютной передачи в зависимости от параметров КЭ сетки и сопоставлении полученных результатов с данными из работы [2].

**Характеристики и условия зубчатого зацепления.** Для расчета была выбрана зубчатая пара с геометрическими параметрами (таблица 1). Исходные данные по нагружению передачи приведены в таблице 2. Аналог данной зубчатой пары с эвольвентным зацеплением используется в КПП трактора T-150K [5].

**Технология построения конечно-элементной модели.** Для построения параметрической модели эволютной зубчатой пары в качестве базовой CAD-системы была принята Pro/ENGINEER, а в качестве базовой CAE-системы – ANSYS Workbench.

Рабочий профиль и переходная кривая эволютной передачи были построены по 200 точкам в плоскости  $xy$  с точностью координат 7 знаков после запятой. Точки профиля были размещены в рабочей плоскости при помощи инструмента Datum Point. Затем по этим точкам был построен сплайн инструментом Curve.

Система Pro/ENGINEER позволяет оценить кривизну построенной кривой (рисунок 1). Это особенно важно при подготовке модели к расчету на контактную прочность, так как неточный боковой профиль будет иметь микронеровности, которые приведут к интерференции или зазору в месте контакта.

**Конечно-элементная модель эволютной зубчатой передачи.** Зубчатая пара представляет собой два цилиндрических твердых тела, в которых зуб шестерни и

Параметр	Обозначение	Шестерня	Колесо
Число зубьев	$z$	33	32
Ширина зубчатого венца	$b$ , мм	30	30
Начальный диаметр	$d_{wl(2)}$ , мм	160	165
Угол зацепления	$\alpha$ , °	15	
Модуль зацепления	$m$ , мм	5	
Межкосевое расстояние	$a_w$ , мм	82,5	
Коэффициент смещения	$x$	0	

Параметр	Обозначение	Величина
Частота вращения шестерни	$n_1$ , об/мин	2100
Крутящий момент на шестерне	$T_1$ , Н·м	562,6
Передаточное число	$u$	0,9697

зуб колеса контактируют в одной точке. Следовательно, для расчетов достаточно оставить сектор с тремя зубьями на каждом зубчатом колесе, толщина обода принимается равной 3 модуля [6]. В зоне контакта в каждом зубе создается отдельное тело в виде полуцилиндра с диаметром 1,5мм для задания размеров КЭ, сопоставимых с размерами пятна контакта. Дополнительно модель будет упрощена удалением фасок и скруглений. Учитывая симметрию зубчатых колес относительно срединной плоскости, половину шестерни и колеса будут удалены, а в CAE-системе будут заданы условия симметрии по плоскости среза. Эти упрощения позволят сэкономить время расчета и ресурсы компьютера без ухудшения точности результата.

После импорта модели в программу ANSYS Workbench для расчета нужно внести или создать следующие данные:

- создание поверхностей контакта в полюсе с коэффициентом трения 0,1;
- применение свойств материала (сталь): коэффициент Пуассона  $\nu=0,3$ ; модуль упругости  $E_1=E_2=2,1\cdot10^{11}$ МПа; плотность  $\rho=7850$ кг/м<sup>3</sup>;
- тип элементов: для вставки – "hex dominant"; для остальной части – tetrahedrons;
- размер элемента: для вставки в зоне контакта 0,1мм и 0,05мм; для остальной части 3мм;
- создание врацательного момента шестерни вокруг оси  $z$  величиной 281,3Н;
- внесение граничных условий: для зубчатого колеса – полное фиксирование; для шестерни – ограничение всех степеней свободы кроме вращения вокруг оси  $z$ .

В результате создания КЭ модели было получено 247 тыс. узлов и 84 тыс. элементов. На рисунке 2,*a* показан общий вид КЭ модели, а на рисунке 2,*b* – вставка в месте контакта зубьев с более мелкой сеткой.

По результатам расчета было получено распределение контактных напряжений на компьютерной модели, которое показано на рисунке 3.

Расчет по формуле Герца дает одинаковые значения давлений по всей длине контактной линии. В свою очередь, расчет при помощи МКЭ учитывает краевые эффекты, поэтому в случае равной ширины зубчатых венцов шестерни и колеса контактные давления у торцов зубьев уменьшаются.

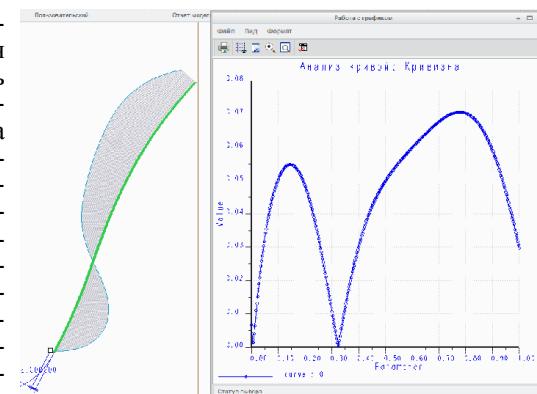


Рисунок 1 – Кривизна рабочего профиля эвольвотного зуба

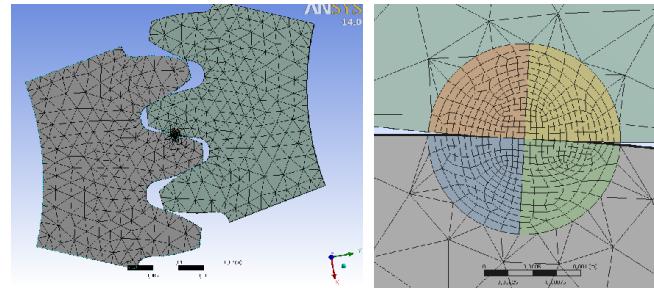


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель:  
а – общий вид; б – вставка в месте контакта

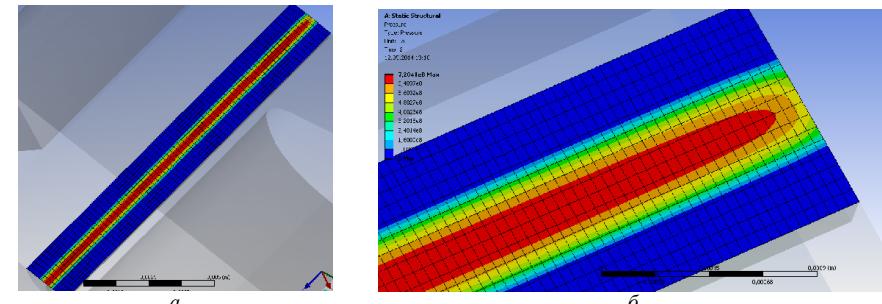


Рисунок 3 – Контактные давления: а – пятно контакта по половине ширины зуба; б – краевой эффект

Как видно из рисунка 3,*b*, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи [7].

Был проведен повторный расчет с размером КЭ в зоне контакта – 0,05мм с целью определения погрешности расчета МКЭ. Статистика КЭ моделей и результаты расчетов приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Анализ результатов расчета с различными КЭ сетками

Размер элемента	Узлов, тыс.	Элементов, тыс.	Контактные давления по МКЭ, МПа	Контактные давления по Герцу, МПа
0,1мм	247	84	680	802
0,05мм	490	168	720	

Анализ полученных результатов показывает, что с уменьшением размера КЭ повышается точность результата, однако серьезно возрастают временные и вычислительные затраты.

В дополнение приведем эквивалентные напряжения по Мизесу – на поверхности контакта  $\sigma_H^{\text{экв}} = 0,4\sigma_H^{\text{экв}}$  и глубинные  $\sigma_{H\text{глуб}}^{\text{экв}} = 0,56\sigma_H^{\text{экв}}$ .

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу показаны на рисунке 4,*a*. Для большей наглядности и определения концентрации глубинных напряжений приведен рисунок 4,*b*. Он отображает напряжения по Мизесу в сечении зуба (в данном случае – посередине венца); такая возможность является преимуществом в расчетах с помощью МКЭ.

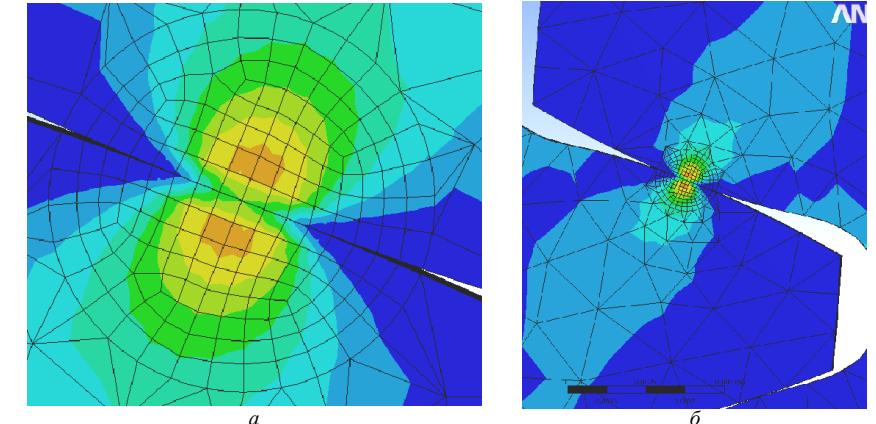


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения: а – по Мизесу, б – по Мизесу в глубине зуба

Анализ рисунков 4,*a* и 4,*b* показывает характерные концентраторы напряжений в теле зуба около пятна контакта.

**Выводы:**

1. Построена твердотельная параметрическая модель эвольвутной зубчатой пары; анализ кривизны рабочего профиля зуба показал пригодность модели к расчету контактного взаимодействия.
2. На основании упрощенной твердотельной геометрии построена КЭ модель.
3. Усовершенствована методика модификации компьютерной модели для импорта в САЕ-систему. Основной необходимостью для этого была экономия ресурсов компьютера и времени для расчета методом конечных элементов.
4. Был проведен расчет НДС эвольвутного зуба, определены контактное давление и эквивалентные напряжения по Мизесу.
5. Анализ данных, полученных при помощи МКЭ и на основе решения контактной задачи теории упругости (формула Герца) показал схожие результаты – при расчете с размером КЭ в зоне контакта, равным 0,1мм, погрешность составила 15%, а при размере КЭ 0,05мм – 10%, что является допустимым.

**Список литературы:** 1. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эвольвутных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – №29. – С.154-164. 2. Протасов Р.В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эвольвутных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №1. – С.37-43. 3. Плехов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Ковалевский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 5. Чернявский И.С., Устиненко А.В. Оценка напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вестник СевНТУ: Зб. научкових праць. Вип. 133/2012. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – С.44-48. 6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383с. 7. Бруяка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271с.

Поступила (received) 27.03.2014

УДК 621.833

**В.В. СТАВИЦКИЙ**, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск;

**П.Л. НОСКО**, д.т.н., проф., заведующий каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля;

**С.С. ПАНКРАТОВА**, аспирант каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля

## ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Получена зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления вращению конических зубчатых колес от основных геометрических параметров колес и физических параметров среды. Проведен сравнительный анализ расчетных результатов с экспериментальными данными разных авторов. Полученные зависимости предоставляют возможность оценивать влияние аэродинамического сопротивления среды вращению зубчатых колес на коэффициент полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

**Ключевые слова:** аэродинамическое сопротивление, коническое зубчатое колесо, масловоздушная смесь.

**Введение.** Развитие современного машиностроения основывается на поисках новых технических решений, которые предусматривают повышение на-