

ев венцов  $n_1=2 \cdot 2,379=4,758$  принято равным 4, найдем величину  $\Delta L=14$ дБ.

Для оценки эффективности предлагаемой зубчатой передачи рассмотрим I ступень двухступенчатого прямозубого редуктора, которая характеризуется следующими данными:  $z_1=36$ ;  $z_2=110$ ;  $m_n=6$ мм;  $\alpha_w=20^\circ$ ;  $b_w=215$ мм;  $\nu=0,3$ ;  $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа;  $F_{n1}=F_{n2}=3,93 \cdot 10^4$ Н.

При переходе от одновенцовой I ступени редуктора к двухвенцовой ступени принимаем  $\Delta S=0,010$ мм и  $c=7$ мм, тогда  $b_m=(b_w-c)/2=104$ мм. По общеизвестным формулам и формуле [8]

$$\rho_{1\min} = \frac{m}{2} [z_1 + z_2] \sin \alpha_w - \sqrt{(z_2 + 2)^2 - (z \cos \alpha_w)^2}$$

находим:  $\rho_1=36,936$ мм;  $\rho_2=112,86$ мм;  $\rho_w=27,828$ мм;  $R=135,2 \cdot 10^3$ мм;  $\alpha=0,0148$ ;  $r_{a1}=114$ мм;  $r_{a2}=336$ мм;  $r_{b1}=101,52$ мм;  $r_{b2}=310,2$ мм;  $a_w=438$ мм;  $\varepsilon_\alpha=1,761$ ;  $n_1=n\varepsilon_\alpha=2 \cdot 1,761=3,522$ , приняв  $n_1=3$ .

Затем на основании выражений (10) и (11) определяем  $\varphi_1=8,51^\circ$  и  $\varphi_2=2,78^\circ$ , причем  $\varphi_2/\varphi_1=u=z_2/z_1=3,055$ . Далее, исходя из зависимостей (7) и (12), вычисляем  $\sigma_H=491$ МПа и  $\sigma_{\max}=396$ МПа, а по формуле (17) – коэффициент уменьшения напряжений изгиба зубьев (при  $k=1,1$ ), который равен  $K_R=0,644$ . Кроме того, снижение уровня вибрации и шума предлагаемой зубчатой передачи в соответствии с формулой (18) составит  $\Delta L=9,54$ дБ.

На основании выполненных расчетов  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_H$  и коэффициента  $K_R$  заключаем, что нагрузочная способность рассматриваемой зубчатой передачи по контактным напряжениям в  $(491/396)^3=1,9$  раза выше таковой по сравнению с традиционной зубчатой передачей, а по напряжениям изгиба выше в  $1/0,644=1,55$  раза. К сказанному следует добавить, что повышение нагрузочной способности зубчатой передачи в 1,9 раза не учитывает положительного влияния нелинейной зависимостью между упругими деформациями зубьев и возникающими при этом контактными напряжениями, а также то обстоятельство, что допускаемые напряжения  $[\sigma_{\max}]$  при точечном зацеплении зубьев выше таковых  $[\sigma_H]$  при линейном зацеплении зубьев в 1,5...2 раза.

А теперь перейдем к оценке габаритных показателей рассматриваемой зубчатой передачи, воспользовавшись трансцендентными уравнениями (15) и (16). В уравнении (15) в качестве переменной величины выступает приведенный радиус кривизны  $\rho_w$ , изменение которого при постоянной величине радиуса  $R$  и длины зубьев венца  $b_m$  сопровождается изменением коэффициента  $\alpha$ . В уравнении (16), наоборот приведенный радиус кривизны  $\rho_w$  является величиной неизменной, а в качестве переменных выступают величины  $b_m$  и  $R$ , в соответствии с которыми изменяется коэффициент  $\alpha$ .

В соответствии с вышеизложенным в результате решения трансцендентного уравнения (15) определим величину  $\rho_w=18$ мм, которая указывает на то, что при  $\sigma_{\max}=\sigma_H$  и неизменных осевых размерах рассматриваемая зубчатая передача характеризуется уменьшением диаметральных размеров в  $27,828/18=1,546$  раза. При этом межосевое расстояние будет также уменьшено в 1,546 раза и оно составит  $a_w=438/1,546=284$ мм.

При решении трансцендентного уравнения (16), которое при неизменных диаметральных размерах учитывает уменьшение осевых размеров зубчатой передачи, получим длину зубьев  $b_m=60$ мм. При  $b_m=60$ мм осевой размер зубчатой передачи составит  $b_w=2b_m+c=2 \cdot 60+7=127$ мм, что при равенстве  $\sigma_{\max}=\sigma_H$  указывает на снижение осевых габаритов анализируемой передачи в  $215/127=1,69$  раза.

Если осуществить одновременное уменьшение  $\rho_w$  и  $b_m$  рассматриваемой зубчатой передачи, то в этом случае как диаметральные, так и осевые размеры зубчатой передачи будут одновременно снижены примерно в 1,33 раза. Указанное уменьшение габаритов зубчатой передачи сопровождается, как известно, снижением их веса.

## 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 виброакустическими 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 твердостью зубьев  $HV>350$ . Расчет на прочность. [Текст] // Методические рекомендации. – М., 1987. – 87с. 2. Ковалёв М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М.П. Ковалёв, М.З. Народоцкий. – 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. Зубчата передача з криволінійними твірними зубів [Текст] / О.П. Попов. – а2004121281; заявл. 14.02.04; опубл. 15.11.06. Бюл. №11. 5. Пат. 81008 на винахід. Україна. Зубчата передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зачеплення 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 жестких тел [Текст] / Popov Alexey // Lublin (Poland). – Изд-во Motrol, 2010. – С.223-231. 7. Попов А.П. Разработка высокоэффективных 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 Атолл, 2010. – 774с. 9. Федякин Р.В. Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач [Текст] / Р.В. Федякин, В.А. Чесноков // Изв. ВВИА им. проф. Жуковского. – М., 1982. – 144с. 10. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении [Текст]. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит-ры, 1948. – 891с.

Поступила (received) 16.02.2014

УДК 621.833

**Р.В. ПРОТАСОВ**, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";  
**А.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР;  
**В.И. СЕРИКОВ**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР

## ФОРМИРОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-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 Т-150К [5].

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

Таблица 1 – Основные геометрические параметры зубчатой пары

Параметр	Обозначение	Шестерня	Колесо
Число зубьев	$z$	33	32
Ширина зубчатого венца	$b$ , мм	30	30
Начальный диаметр	$d_{w1(2)}$ , мм	160	165
Угол зацепления	$\alpha$ , °	15	
Модуль зацепления	$m$ , мм	5	
Межосевое расстояние	$a_w$ , мм	82,5	
Коэффициент смещения	$x$	0	

Таблица 2 – Исходные данные

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

Рабочий профиль и переходная кривая эволютной передачи были построены по 200 точкам в плоскости  $xu$  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

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, половина шестерни и колеса будут удалены, а в САЕ-системе будут заданы условия симметрии по плоскости среза. Эти упрощения позволяют сэкономить время расчета и ресурсы компьютера без ухудшения точности результата.

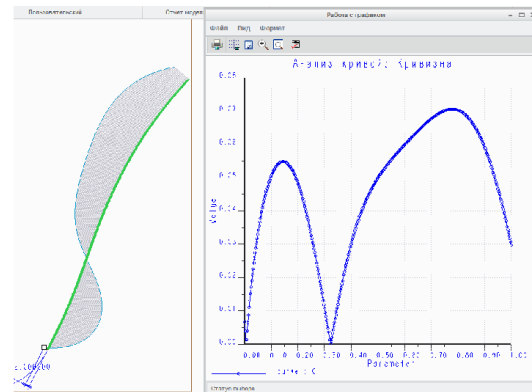


Рисунок 1 – Кривизна рабочего профиля эволютного зуба

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  $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^{11}$  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 вращательного 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,а показан общий вид КЭ модели, а на рисунке 2,б – 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 давления 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.

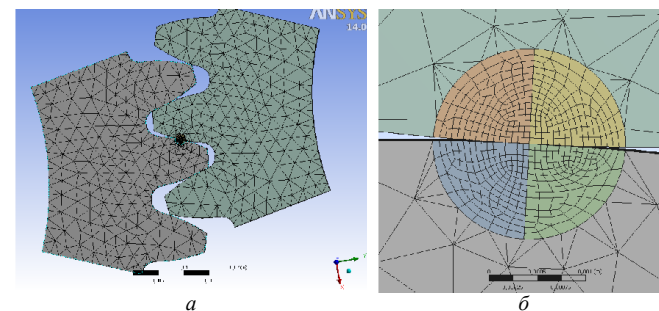


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель: а – общий вид; б – вставка в месте контакта

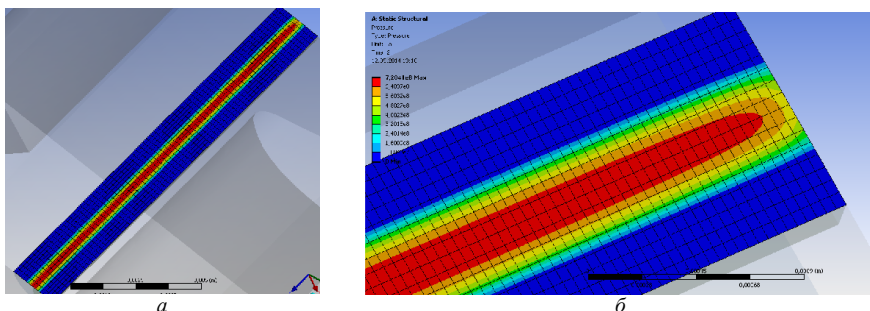


Рисунок 3 – Контактные давления: *a* – пятно контакта по половине ширины зуба; *б* – краевой эффект

Как видно из рисунка 3, *б*, 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  $\sigma_H^{эkv} = 0,4\sigma_H^{эkv}$  и глубинные  $\sigma_{Hглуб}^{эkv} = 0,56\sigma_H^{эkv}$ .

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

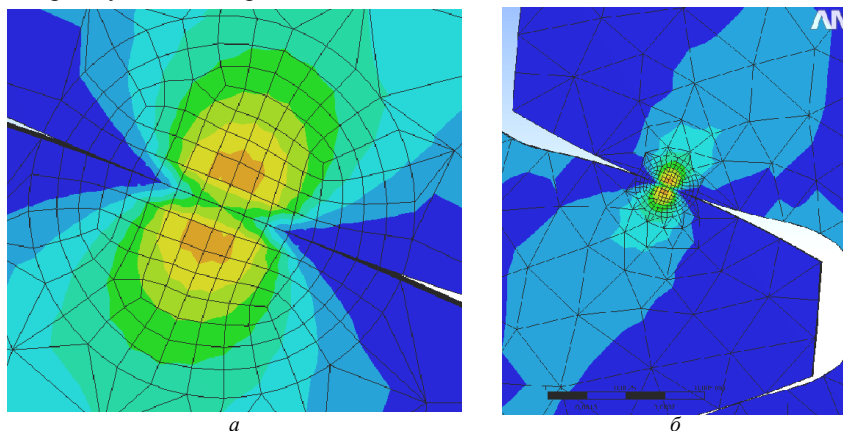


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения: *a* – по Мизесу, *б* – по Мизесу в глубине зуба

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

### Выводы:

1. Построена твердотельная параметрическая модель эволютной 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 эволютного 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 эволютных 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 эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №1. – С.37-43. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Ковальский 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. наукових 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. Бружяка 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 возможности оценивать влияние аэродинамического сопротивления среды вращения зубчатых колес на коэффициент полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

**Ключевые слова:** аэродинамическое сопротивление, коническое зубчатое колесо, масло-воздушная смесь.

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