

А.Ф. КИРИЧЕНКО, д.т.н., **А.В. ЗИНЧЕНКО**, асп., г.Харьков, НТУ «ХПИ»

**ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗГИБНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ В ЗУБЬЯХ АРОЧНОЙ ФОРМЫ ПЕРЕДАЧ
НОВИКОВА ДЛЗ ПРИ ОБЪЕМНОМ НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ.**

The arc-based tooth of cylindrical Novikov gears with two actions lines is under consideration. The problems of circle-arc tooth stress accounting by means of finite element method are discussed.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с научным заданием.

С момента появления зубчатых передач Новикова выполнено значительное количество исследований теоретического и экспериментального характера и осуществлено массовое промышленное внедрение этих передач. В настоящее время считается доказанным, что передачи Новикова в сравнении с эвольвентными передачами, обладают повышенной нагрузочной способностью (в основном по контактным напряжениям), они передают нагрузку с низкими потерями мощности. В целом, применение передач Новикова при неизменной нагрузочной способности позволяет значительно уменьшить габариты и массу.

Выделение нерешенных ранее частей проблемы.

Не смотря на широкое распространение, передачи Новикова имеют существенные недостатки. Зубья этих передач обязательно располагаются под определенным углом к образующей, что автоматически приводит к осевой составляющей нагрузки в контакте. В эвольвентных передачах ранее этот недостаток устраняли за счет применения шевронных колес. Для колес с зацеплением Новикова этот подход тоже применим, однако лучшее решение достигается за счет арочной формы зуба.

Не смотря на обилие положительных отзывов на данный вид зацепления, проектирование колес с арочной формой зубьев ведется на основе данных полученных опытным путем в процессе эксплуатации либо при использовании очень упрощенных расчетных методик[1, 2], что в свою очередь приводит к необоснованному завышению коэффициента запаса прочности.

Цели статьи (постановка задачи).

Целью настоящей работы является разработка методики построения конечно элементной модели для исследование изгибных напряжений в зубьях арочной формы передач Новикова ДЛЗ при объемном напряженно-деформированном состоянии.

Исследование проблемы и обоснование результатов.

В своем большинстве исследования в области проектирования зубчатых передач [1, 2] направлены на создание и совершенствование методик определения напряженно-деформированного состояния (НДС) зубьев зубчатых колес с наиболее адекватным отражением геометрических параметров, характера и величины воспринимаемой зубом нагрузки. Однако и по сей день основным недостатком является неоправданная идеализация описания геометрии расчетных моделей, а также сведение объемного НДС, в котором находятся зубья колес Новикова к двумерному плоскому их рассмотрению, введению коэффициентных методик и т.п.

Бурное развитие средств вычислительной техники позволяет проектировщику использовать метод конечных элементов, который является мощным современным средством решения задач, связанных с определением напряженно деформированного состояния зубчатых колес.

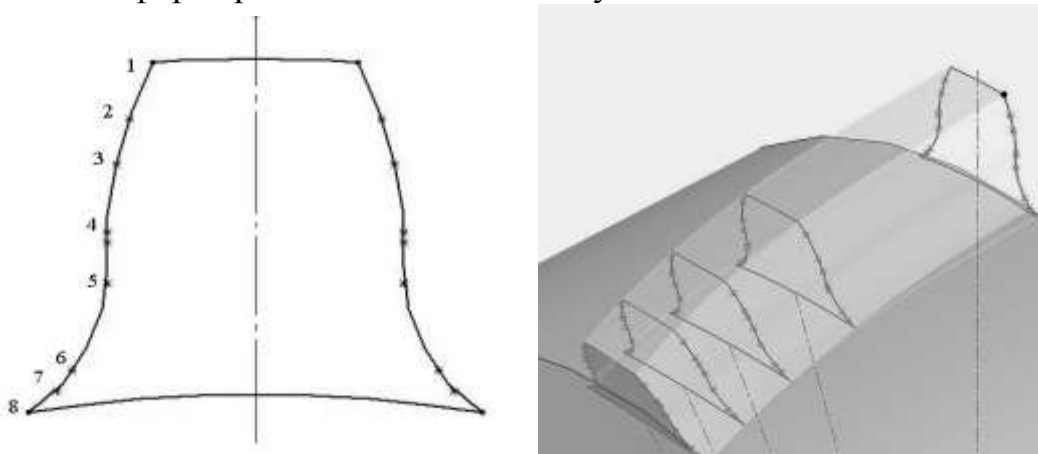


Рис.1. Моделирование поверхности арочного зуба.

Суть метода в конечных элементах заключается в следующем. Рассматриваемое тело зубчатого колеса с помощью сетки секущих плоскостей разбивается на отдельные части малых, но все же конечных размеров. Таким образом, непрерывное тело представляется в виде совокупности конечных элементов, жесткостные свойства каждого из которых рассматриваются затем независимо от остальных. На границах между элементами выбираются некоторые точки – узлы; перемещения узлов в направлении координатных осей принимаются в качестве основных неизвестных.

Структурно весь процесс расчета НДС можно разделить на четыре этапа. На первом этапе определяются геометрические параметры зубчатого колеса, площадь пятен контакта, а также величина нагрузок в зависимости от приложенного вращающего момента. Второй этап - предпроцессорная обработка, на котором осуществляется дискретизация модели и создание конечно элементной сетки с учетом физико-механических свойств

материала. На третьем этапе происходит обработка информации и расчет результатов с учетом действующих нагрузок и граничных условий на основе предложенной модели расчета. Четвертый этап – постпроцессорная обработка результатов решения задачи, вывод значений в виде графиков и таблиц.

Геометрическое моделирование начинается с вычисления точек на поверхности, которые получают методом обкатки кривыми с исходного контура. Методика вычисления приводится в работе [3]. Полученные точки аппроксимируются сплайном (рис.1). Набор сечений формирует поверхность зуба путем соединения профилей. Полученный зуб соединяется с ободом колеса, который может иметь различное конструктивное исполнение.

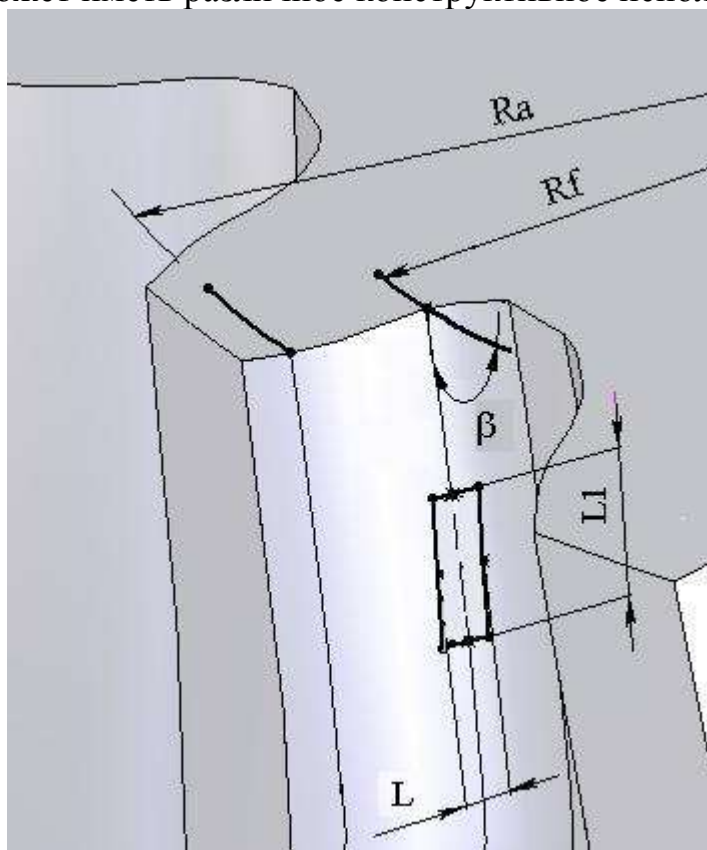


Рис.2. Моделирование пятна контакта.

В случае арочного зацепления Новикова ДЛЗ мы имеем дело с четырьмя площадками контакта, которые симметрично перемещаются вдоль контактных линий, которые расположены на цилиндрах радиусов R_a и R_f , навстречу друг другу. Поскольку исследования пятен контакта в передачах Новикова [4,5] свидетельствуют о том, что площадка контакта имеет локальный несколько искаженный каплеобразный характер, то более целесообразно площадку контакта заменять не эллипсом, как это принято в ряде работ, а криволинейной трапецией [5] или криволинейным параллелограммом.

Последняя аппроксимация обеспечивает более простое математическое моделирование и близость к реальной конфигурации (рис.2). Данный подход с некоторыми допущениями применим и к передачам с арочной формой зуба. Размеры площадки контакта L и $L1$ определяются по графикам полученным

экспериментально (рис.3) с учетом изменения β - угла наклона зубьев на начальном цилиндре, который вычисляется для каждого конкретного положения пятна контакта в зависимости от q_{21} – расстояния между последующими точками контакта, принадлежащих одному зубу на различных линиях зацепления. Методика вычисления q_{21} для случая зацепления Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев приводится в работе [6]. Согласно [5] величина L определяется по формуле:

$$L = \frac{K_L m_H (\alpha_2^0 - \alpha_1^0)}{57.3} \quad (1)$$

где K_L – коэффициент (в долях модуля) относительного смещения величины радиуса выпуклого участка профиля головки зуба;

α_1^0 - минимальная величина угла давления на исходном контуре;

α_2^0 - максимальная величина угла давления на исходном контуре;

Далее, исходя из размеров пятна контакта (рис.2) определяется его длина L_1 .

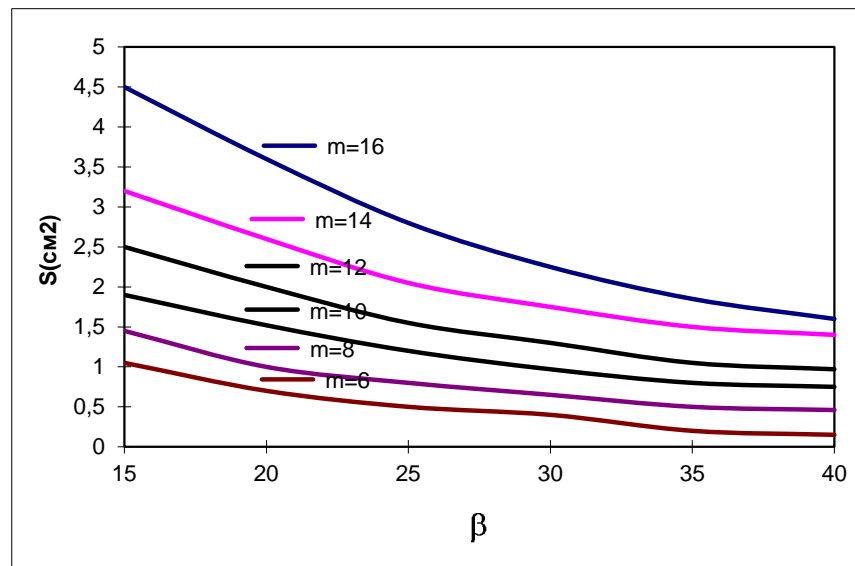


Рис.3. Зависимость суммарной площади пятна контакта от угла наклона зубьев на начальном цилиндре для дозаполосных передач Новикова.

Нагрузка вычисляется исходя из величины номинального крутящего момента на выходном валу и прикладывается к зубу на всем пятне контакта в узловых точках, нормально к поверхности зуба.

Для дискретизации модели зубчатого колеса выбран 10-ти узловой параболический тетраидальный элемент (рис.4) в пределах которого задается линейное поле перемещений [7]:

$$U_j(x, y, z) = a_{ij} + b_{ij}x + c_{ij}y + d_{ij}z + e_{ij}xy + g_{ij}yz + q_{ij}xz + h_{ij}x^2 + t_{ij}y^2 + r_{ij}z^2 \quad (2)$$

где U_j - вектор перемещений; $a_{ij} - r_{ij}$ - произвольные коэффициенты. При этом погрешность от подобного выбора формы конечного элемента и качества аппроксимирующих функций не превышает по напряжениям L^2 , а по перемещениям L^3 , где L – характерный размер конечного элемента. А при достаточно мелкой сетке разбиения значение полной энергии, представленное выражением (3) стремится к точному решению,

$$\mathcal{E}(U) = \frac{1}{2} \iiint_V E^T \sigma dV - \iint_{S_p} U^T P dS$$

(3)

где U – вектор упругих перемещений, E – тензор деформации, σ – тензор напряжений, V – исследуемая упругая область, S_p – площадь приложения нагрузки, P – интенсивность распределения нагрузки на зуб.

При этом предполагается что зубчатое колесо жестко заделано по цилиндрической поверхности отверстия под вал, т.е выполняется условие:

$$U_b(x, y, z) = 0 \quad (3)$$

где $U_b(x, y, z)$ – вектор упругих перемещений любой точки поверхности цилиндрического отверстия. Далее предполагается, что на пятне контакта, где в узлах элементов заданы величина, и характер прилагаемой нагрузки возникают нормальные напряжения пропорциональные нагрузке. На остальной поверхности зубчатого колеса нормальные напряжения близки к нулю и не оказывают влияния на точность получаемых результатов.

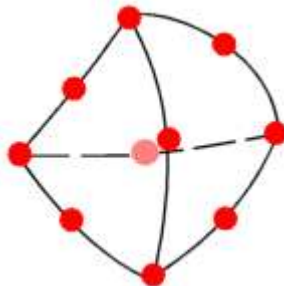


Рис.4. 10-ти узловой параболический тетрайдальный конечный элемент.

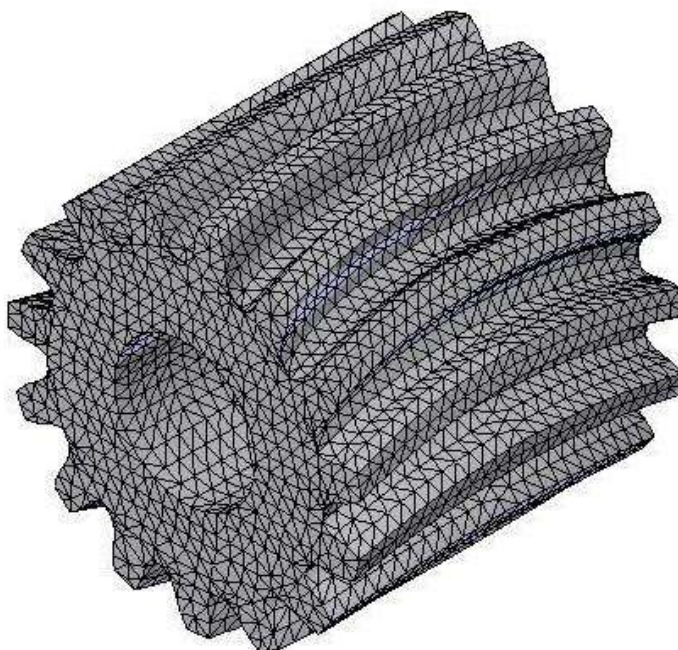


Рис.5. Конечно-элементная модель колеса Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев для исходного контура ГОСТ 15023-76 ($m=3, z=15$)

Разрешающее уравнение статического анализа, из которого определяют величины узловых перемещений, записывается в следующем виде:

$$K \cdot U = F \quad (4)$$

где $[K]$ – матрица жесткости; U – вектор перемещений; F – вектор сосредоточенных сил.

Физические параметры модели, а именно модуль упругости первого рода $E=2.06e11$ Па, модуль упругости второго рода $G=7.92e10$ Па, удельный вес $\rho=7.75$ кг/м³, коэффициент Пуассона $\nu = 0.28$, позволяют достоверно учесть материал зубчатого колеса.

Созданная конечно-элементная модель представлена на рисунке 5.

Выводы и перспективы дальнейшего развития.

Все вышесказанное позволило поставить и решить задачу создания уточненной, ориентированной на широкое применение ЭВМ и подкрепленную программным обеспечением методику расчета изгибных напряжений зубчатых колес Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев.

Список литературы: 1. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д., Ряснов Ю.А. Статика зубчатых передач. -М: Наука, 1983. – 100с.; 2. Устиненко В.Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. //Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1972. №6. -с.36-54.; 3. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Уравнение поверхности арочных зубьев цилиндрических передач Новикова ДЛЗ, нарезаемых резцовой головкой // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Харьков, 1999, вып. №50.-с.118-127. 4. Кириченко А.Ф. Экспериментальное исследование условий контактирования зубьев цилиндрических зубчатых колес. //Вестник машиностроения, 1980, №12, с. 8-10.; 5. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. – М: Наука, 1976, 174с. 6. Матюшенко Н.В. К вопросу о многопарности зацепления в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев. // Вісник СУДУ. – Луганськ: СУДУ. – 1999. №3(18). – с.161-166. 7. Кириченко А.Ф. Шевченко Р.И. К вопросу расчета объемного напряженно деформируемого состояния зубьев эвольвентных зубчатых передач методом конечных элементов. // Вісник СУДУ. – Луганськ: СУДУ. – 1999. №3(18). – с.117-119.