

АНАЛИЗ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ С ЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ.

В.В.Иванов, В.М. Кочмар Аналіз згинальної міцності зубів з циклоїдальним профілем. Розроблена програма профілювання зубів, головка яких спрофільована епіциклоїдою, а ніжка гіпоциклоїдою. Створені параметричні моделі зубів в AutoCAD. Проведені розрахунки згинальних напружень у корені зуба з використанням метода скінчених елементів.

V.V. Ivanov, V.M. Kochmar Analysis of root bending strength of cycloid profiles tooth. The program profiling addendum flanks of epicycloid and dedendum flanks of hypocycloid are presented. Parametrical models of tooth for AutoCAD are developed. The calculations root bending stresses, based upon finite element method, was made.

Все более широкое применение находят мелкомодульные пластмассовые зубчатые колеса. Пластмассовые зубчатые колеса, обычно капролоновые, имеют меньшие потери на трение, смазкой для них может служить вода. Капролоновые зубчатые колеса хорошо прирабатываются. Для изготовления таких передач, в ряде случаев используют литье. При использовании технологии литья вновь встает вопрос о целесообразности использования эпи и гипоциклоид для профилирования зубьев. В настоящее время наиболее широко такие передачи используют в насосах [1].

Циклоидальные зубья имеют ряд преимуществ в сравнении с эвольвентными:

- большую контактную прочность, так как контактируют выпуклые и вогнутые части зубьев;
- большую длину активной линии зацепления;
- большую износостойкость.

Главные недостатки циклоидального профиля – сложность изготовления режущего инструмента и необходимость высокой точности монтажа устранены при использовании литых пластмассовых зубчатых колес.

Значительные деформации пластмассовых зубьев под нагрузкой приводят к многопарному зацеплению. Поэтому контактные разрушения зубьев редки. Выкрашивание зубьев редко бывает прогрессирующим из-за износа зубьев. Наиболее важным фактором, приводящим к разрушению передачи, является поломка зубьев. Изгибная прочность зубьев исследовалась с помощью программного комплекса MEKELBA [2]. Для использования модуля автоматического разбиения на конечные элементы необходимо создать модель зуба в формате .dwg. Поэтому создана программа профилирования циклоидальных зубьев в AutoLISP. Наиболее важными параметрами циклоидального зацепления являются радиусы начальных окружностей $R_{1,2}$, они же основные окружности и радиусы вспомогательных (производящих) окружностей $r_{1,2}$ – характеристика зубчатых колес. Малый радиус вспомогательной окружности снижают контактную прочность зубьев и на практике отношение r/R редко бывает меньше 0,2. При отношении $r/R = 0,5$ ножка зуба колеса очерчена радиальными прямыми, что снижает изгибную прочность зуба и поэтому в силовых передачах принимают $r/R \leq 0,4$. Наибольший интерес представляет исследование изгибной прочности циклоидальных зубьев в диапазоне $r/R = 0,2 \dots 0,4$. Головка зуба колеса очерчена эписциклоидой, ножка зуба очерчена гипоциклоидой. Эписциклоиду получают качением вспомогательной окружности по начальной, а гипоциклоиду качением вспомогательной окружности внутри начальной. Для наглядности показаны положения вспомогательных окружностей (Рис.1).

По заданным параметрам зубчатого зацепления: модуля m ; коэффициента высоты головки зуба h_a ; коэффициента радиального зазора c^* ; радиуса кривизны галтели ρ_f ; чисел зубьев шестерни и колеса z_1 и z_2 , соответственно; и с использованием полученных рабочих профилей зубьев, построены параметрические модели секторов зубчатого колеса в формате .dwg [2]. Так как зубья изготавливаются литьем возможно задание различных значений коэффициента радиального зазора c^* и радиуса кривизны галтели ρ_f . В расчетах принимали $c^* = 0,25$ и $\rho_f = 0,3$. Так как изгибные напряжения возникают не только в галтели зуба находящегося в зацеплении, но и в галтелях соседних зубьев в модель включены нагруженный зуб полностью и половинки соседних зубьев (Рис.2). Сосредоточенное усилие прилагали на вершине зуба по нормали к соответствующей точке эписциклоиды. Полагали, что существует жесткая заделка модели по части поверхности ступицы ограниченной радиальными прямыми, являющимися осями половинок зубьев. Модель описана треугольными конечными элементами с постоянным шагом разбиения.

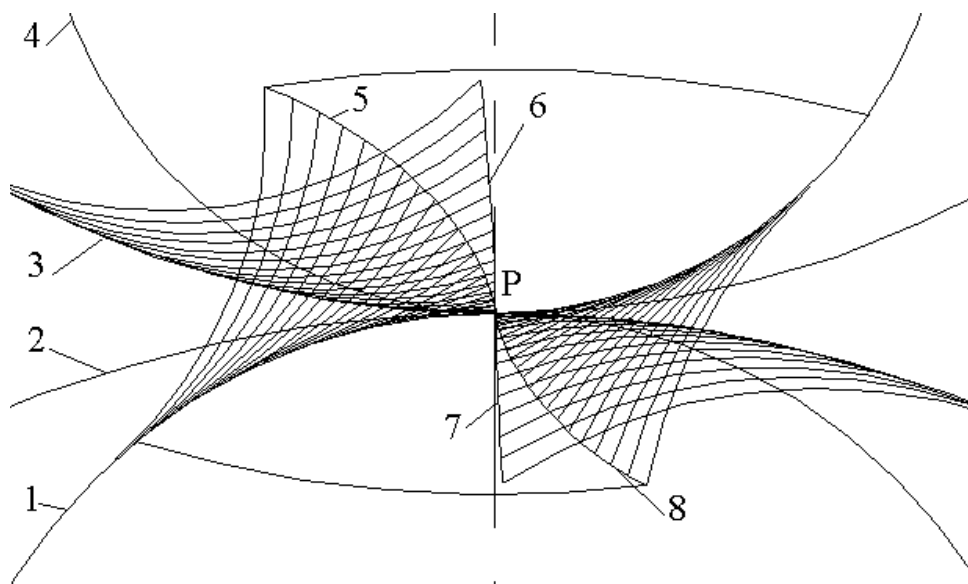


Рис. 1. Циклоидальное зацепление. 1 и 4 – начальные окружности; 2 и 3 – вспомогательные окружности; 5 и 8 – эпициклоиды; 6 и 7 – гипоциклоиды.

Наибольшее влияние на точность рассчитанных изгибных напряжений оказывает шаг разбиения конечными элементами. Шаг, при котором в определении максимального значения изгибного напряжения σ_{Fmax} ошибка составляет менее 1% составляет 0,38 мм. Точность определения максимального значения изгибного напряжения в 5% достигается при шаге в 1мм. Неравномерный шаг разбивки – более мелкий в галтели и больший на вершине зуба позволяет ускорить расчет зубьев. Однако так, как для процессора CELERON 1300 и оперативной памяти 512МВ время счета составляет 13,5 мин, это не имеет практического значения.

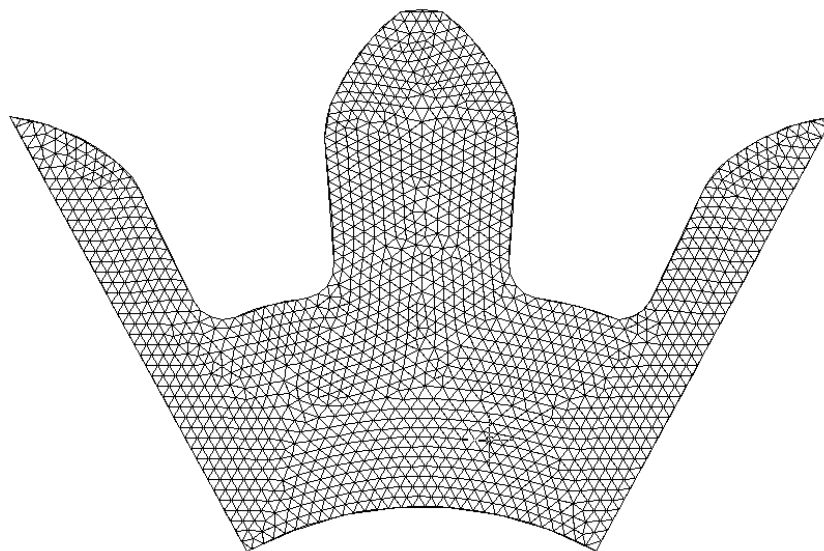


Рис. 2. Параметрическая модель сектора циклоидального зубчатого колеса с разбиением на треугольные конечные элементы.

В результате расчета определены эквивалентные напряжения во всех узловых точках. Наиболее наглядно можно представить распределение напряжений, присвоив определенному диапазону напряжений соответствующий оттенок серого цвета (Рис. 3) .

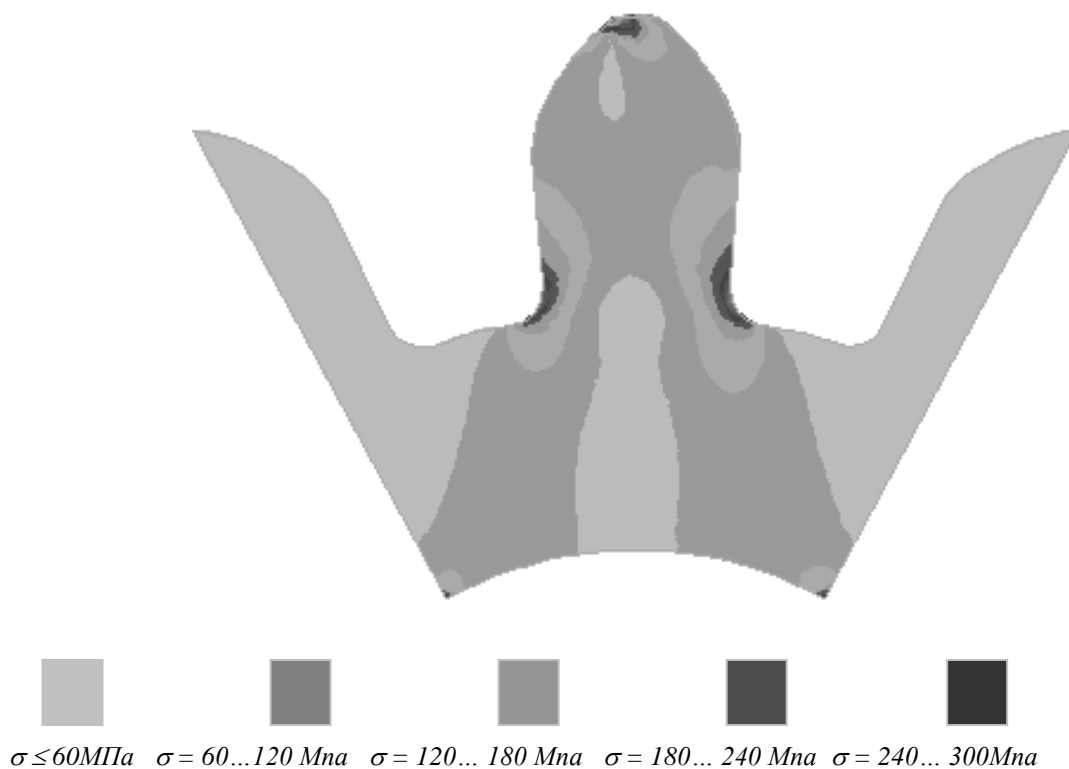


Рис. 3. Картина плоско-напряженного состояния сектора циклоидального зубчатого колеса.

Максимальные значения напряжений на вершине зуба в точке приложения сосредоточенной силы и в точках пересечения дуги (поверхность ступицы) и радиальных прямых ограничивающих сектор циклоидального колеса. Максимальные напряжения в указанных точках связаны с принятыми граничными условиями и не влияют на исследуемые напряжения в галтели зуба. Напряжения в галтели на стороне сжатия больше, как и следовало ожидать, чем на стороне растяжения. Установлено, что с ростом отношения r/R изгибные напряжения растут. Подсчитаны напряжения в циклоидальном зубчатом колесе при числе зубьев $z = 12$, коэффициенте радиального зазора $c^* = 0,25$, радиуса кривизны галтели $\rho_f = 0,3$ и при $r/R = 0,4$ и $r/R = 0,2$. Напряжения в галтели зуба в первом случае на 16,3% больше.

Литература

1. Alicehajich F. Pumpe za ulje sa cilloidnim zupchancima /World symposium on gears and gear transmissions. Vol. A. - Dubrovnik, 1978.
2. Kalajdgich M. Metod konacnih elemenata // IAMA Beograd, 1978.
3. Иванов В.В., Мотулько Б.В., Харсун А.М. Автоматизация проектирования механических приводов. – Одесса.: АО БАХВА, 2003.