

## АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ СО СМЕЩЕНИЕМ ИСХОДНОГО КОНТУРА

Голдобин В.А., Пустовой А.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В современном машиностроении наибольшее распространение получили зубчатые передачи. Зубчатые передачи являются неотъемлемой частью практически всех машин и механизмов, от их работоспособности, качества и нагрузочной способности зависит долговечность, надежность машин и механизмов. Факторы, влияющие на их значения, зависят от реализуемых схем зубчатых передач используемых в этих механизмах и приводах и их взаимодействия между собой. Существующие методы регламентируют алгоритм определения геометрических, кинематических и силовых параметров применительно к передачам, состоящим из пар зубчатых колес. Среди большого количества видов передач особое место занимают цилиндрические зубчатые передачи с эвольвентным профилем, которые при своей относительной компактности позволяют изменять скорость и направление вращения вала в очень широких диапазонах, передавая при этом значительные вращающие моменты. Это обусловлено тем, что эвольвентное зацепление допускает коррекцию формы зуба, что способствует его упрочнению; эвольвентное зацепление не критично к неточности монтажа при незначительных изменениях межцентрового расстояния; и, наконец, простота нарезания зубьев с использованием метода обкатки существенно удешевляет производство эвольвентных зубчатых колес.

В предложенной публикации рассматривается влияние изменения коэффициентов смещения на прочность зубчатых передач.

Анализ проводился в среде САПР системы АРМ WinMachine, разработанной Научно-техническим центром АПМ (г.Королев, Россия). Использовались: модуль АРМ Trans позволяющий выполнить расчет зубчатой передачи согласно стандартной методике [1], модули АРМ Studio и АРМ Structure3D для конечно-элементного анализа прочности 3-D моделей зубчатых колес.

Согласно стандарту [1] зуб рассчитывается на изгиб как консольная балка переменного сечения. В качестве примера рассмотрим расчет на изгиб зубьев прямозубой цилиндрической передачи редуктора скребкового конвейера СП63М имеющей следующие характеристики. Модуль  $m = 9 \text{ мм}$ , количество зубьев шестерни и колеса  $z_1 = 13$ ,  $z_2 = 42$ , соответственно, ширина зубчатого венца  $b_1 = 114 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 106 \text{ мм}$ , межцентровое расстояние  $a_w = 250 \text{ мм}$ , коэффициенты смещения  $x_1 = 0,288$ ,  $x_2 = 0$ . Частота вращения тихоходного вала  $n_2 = 50,7 \text{ мин}^{-1}$ , момент на тихоходном валу  $T_2 = 10297 \text{ Нм}$ . В соответствии со стандартом [1] при расчете зуба на изгиб необходимо определить напряжение  $\sigma_F$  в опасном сечении в зоне переходной кривой. Расчет проводится в модуле АРМ Trans, что соответствует методике [1]. Расчет по [1] выполнен в работе [4]. Сравнение ручного расчета и в модуле АРМ Trans совпадают [4].

При проектировании передачи в модуле АРМ Trans можно варьировать коэффициентами смещения при неизменных межосевом расстоянии, модуле и числе зубьев. При расчете в АРМ Trans автоматически определяется суммарный коэффициент смещения и предлагаются варианты варьирования: все в шестерню; все в колесо; разделить поровну или вручную. При назначении  $x_1$  для 1-го и  $x_2$  для 2-го колеса необходимо учитывать ограничивающее условие: отсутствие или ограничение подреза

ножки зуба. Однако в учебных целях, с тем чтобы объяснить опасность подрезания зубьев, можно пренебрегать этим условием, получая зубья с подрезанным профилем.

Напряжения при изгибе в опасной зоне переходной кривой шестерни при  $x_1 = 0,288$  равно  $\sigma_F = 300$  МПа. Для шестерни при  $z_1 = 13$  изменение  $x_1$  наиболее критично. Это видно из результатов определения напряжений еще для двух значений:  $x_1 = 0$  и  $x_1 = 0,144$ . При  $x_1 = 0$ ,  $\sigma_F = 380$  МПа. При  $x_1 = 0,144$ ,  $\sigma_F = 340$  МПа.

Наглядно это представлено на картах распределения напряжений при помощи метода конечных элементов (рис.1).

Для того, чтобы выполнить расчет зуба методом конечных элементов необходимо сначала задать его профиль с учетом изменения его формы в результате смещения исходного контура. Для анализа изгибной прочности использовались модули APM Studio и APM Structure3D. Подготовленный DXF-файл использовался для импорта координат профиля зуба. Методика создания объемной модели зуба описана в работе [3]. Использовался генератор КЭ сетки, причем ее густота определялась возможностями адаптивной разбивки. Для анализа деформации зубьев применялись трехузловые конечные элементы. Опорные узлы конечных элементов, связанные с ободом зубчатого колеса, закреплялись неподвижно. Разбиение модели зуба на отдельные элементы выполнялось таким образом, чтобы, во-первых, обеспечить более мелкую дискретизацию в переходных зонах у основания зуба, во-вторых, сетка выбиралась таковой, чтобы граничные узлы совпадали с точками приложения силы. К зубьям прикладывалась сосредоточенная сила в точке при вершине в направлении угла давления, который определялся предварительно расчетным способом.

На рис. 1 показано распределение главных напряжений для шестерни с количеством зубьев  $z_1 = 13$ , в первом случае со смещением  $x_1 = 0$  (рис. 1а), а во втором случае со смещением  $x_1 = 0,288$  (рис. 1б). Напряжения определялись на основе методов сопротивления материалов, при этом моделировался изгиб зуба и его сжатие под действием контактного усилия, передаваемого под углом давления в точке при вершине.

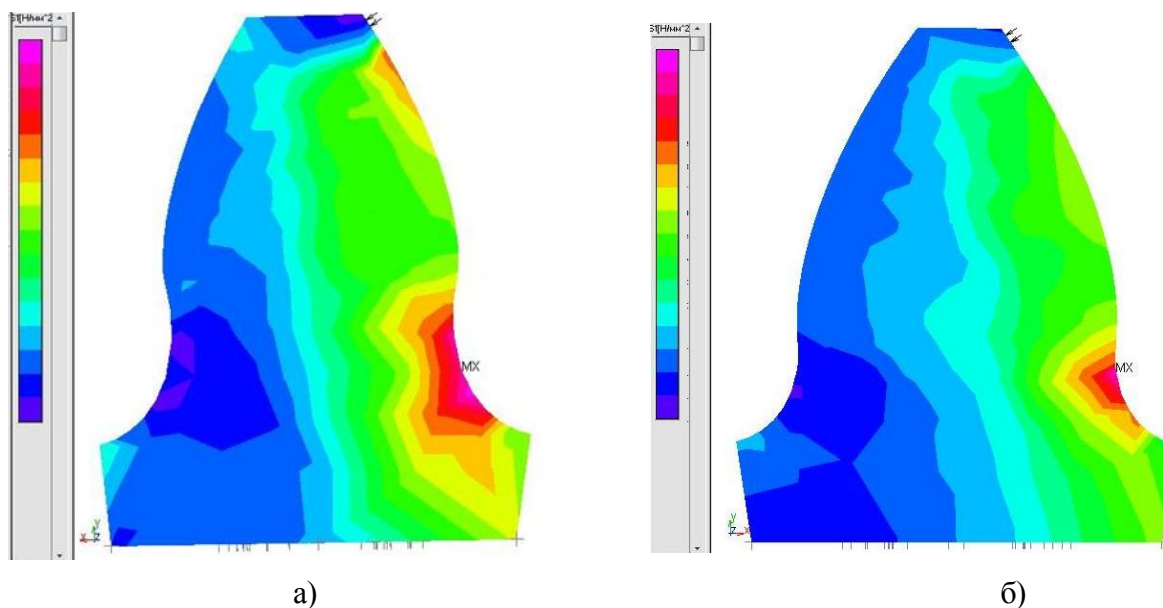


Рисунок 1 - Распределение напряжений в зубьях, нарезанных с различным смещением исходного контура, а) -  $x_1 = 0$ , б) -  $x_1 = 0,288$

Распределение напряжений показывает, что для одного и того же крутящего момента и одной ширины зуба, уровень напряжений для зубьев, нарезанных с большим положительным смещением рейки значительно меньше, чем для такой же шестерни, но нарезанной без смещения. Эти результаты достаточно очевидны и доказывают необходимость проведения положительной коррекции формы зуба, особенно при необходимости использования шестерен с малым ( $z_1 < 17$ ) количеством зубьев.

Таким образом, проведенные при помощи пакета APM WinMachine исследования напряженного состояния зубьев показывают, что при проектировании передач можно добиться оптимального варианта, варьируя коэффициентами смещения при неизменных геометрических параметрах передач. При этом нет необходимости выполнять многократный ручной расчет по стандартным методикам, проводить различные уточнения, учитывающие форму корригированного зуба, вносить соответствующие коэффициенты. Предложенную методику можно эффективно использовать при курсовом проектировании по дисциплине «Детали машин».

**Список литературы:** 1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – ГОСТ 21354-87. – М.: Изд-во стандартов, 1988. 2. Сладковский А.В., Мушенков Ю.А., Сладковский Ю.А. Исследование прочности корригированных зубьев эвольвентных передач с использованием MSC/NASTRAN for Windows / Опыт применения передовых компьютерных технологий инженерного анализа фирмы MSC.Software на предприятиях России, Белоруссии, Украины. Вторая Российская конференция пользователей MSC. – М.: Постоянное представительство MSC.Software Corporation в СНГ, 1999. 3. Голдобин В.А., Онищенко В.П., Пустовой А.А. Определение жесткости зуба зубчатого колеса методом конечных элементов // Машинознание / Матеріали 8-ої регіональної науково-методичної конференції. - Донецьк: ДонНТУ, 2006. – С.34-38. 4. Голдобин В.А., Пустовой А.А. Анализ напряженного состояния зубьев эвольвентных передач при помощи пакета APM WinMachine // Машинознание / Матеріали 9-ої регіональної науково-методичної конференції. - Донецьк: ДонНТУ, 2007. – С.16-19.