

## АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ПОМОЩИ ПАКЕТА АРМ WINMACHINE

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

Качественные показатели различных машин, механизмов, приводов и устройств являются важнейшими показателями оценки изделия в целом. Технический прогресс в любой области машиностроения связан с серьезными исследованиями, в том числе и с исследованиями прочности. Статическая и усталостная прочность является главным критерием, определяющим работоспособность машин. В данной публикации речь пойдет о сравнении двух методик расчета: стандартной [1] и конечно-элементным анализом прочности зубчатых колес. Анализ проводился с использованием модулей АРМ Trans и АРМ Structure3D системы АРМ WinMachine, разработанной Научно-техническим центром АПМ.

Большая часть тяжело нагруженных машин, особенно горные, транспортные и др. работают при высоких нагрузках и в условиях значительного запыления окружающей среды. Тяжелые условия работы и динамический, вибрационный характер нагружения этих машин снижают прочность и время эксплуатации зубчатых передач их приводов. В связи с этим, исследования, направленные на разработку средств прогнозирования изменения качественных характеристик зубчатых передач в зависимости от нагрузки, являются актуальными и соответствуют требованиям научно-технического прогресса современного машиностроения.

Анализ показывает, что условия нагружения зубчатых передач таковы, что их расчет должен существенно отличаться от расчета передач общего машиностроения, напряженное состояние которых изучено достаточно подробно и расчет которых стандартизован [1].

Согласно этому стандарту зуб рассчитывается на изгиб как консольная балка переменного сечения. В качестве примера рассмотрен расчет на изгиб зубьев прямозубой цилиндрической передачи редуктора скребкового конвейера СП63М имеющей следующие характеристики. Модуль  $m = 9$  мм, количество зубьев шестерни и колеса  $z_1 = 13$ ,  $z_2 = 42$ , соответственно, ширина зубчатого венца  $b_1 = 114$  мм. Частота вращения быстроходного вала  $n_1 = 163$  мин<sup>-1</sup>, момент на быстроходном валу  $T_1 = 3284$  Нм. В соответствии со стандартом [1] при расчете зуба на изгиб необходимо определять напряжение  $\sigma_F$  в опасном сечении в зоне переходной кривой по следующей формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (1)$$

где  $m_n$  - нормальный модуль (для прямозубых колес  $m_n = m$ );

$Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба (для прямозубых колес  $Y_\beta = 1$ ).

Остальные параметры необходимо рассматривать особо.

$F_t$  - окружная сила на делительном цилиндре, которая определяется по формуле

$$F_t = \frac{T_1}{0,5d_1}, \quad (2)$$

где  $d_1 = mz_1$  - диаметр делительного цилиндра шестерни.

Коэффициент  $Y_\varepsilon$ , учитывающий влияние перекрытия зубьев, при указанном контакте прямых зубьев в зацеплении находится только 1 пара зубьев,  $Y_\varepsilon = 1$ .

Коэффициент  $Y_{FS}$  (формы зуба) учитывает влияние формы зуба и концентрацию напряжений, определяется по соответствующей номограмме [1]. В частности, при стандартных значениях коэффициента высоты головки зуба  $h_{a1}^* = 1$ , коэффициента радиального зазора  $c^* = 0,25$ , при смещении исходного контура  $x = 0,2$ , коэффициент формы зуба шестерни  $Y_{FS} = 4,0$  (при  $z_1 = 13$ ).

Остается неопределенным коэффициент нагрузки  $K_F$ , который равен

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}, \quad (3)$$

где  $K_A$  - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, неучтенную в циклограмме нагружения, можно считать  $K_A = 1$ ;

$K_{F\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, при однопарном контакте  $K_{F\alpha} = 1$ .

Коэффициент  $K_{Fv}$ , который учитывает динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, определяется по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b}{F_t K_A}. \quad (4)$$

Формула (4) применима, так как условие  $\frac{v z_1}{1000} < 1$ , которое используется для прямозубых передач, выполняется. Здесь  $v$  - окружная скорость точек на делительном цилиндре.

В формуле (4)  $w_{Fv}$  - удельная окружная динамическая сила, которая определяется по формуле

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (5)$$

где  $\delta_F$  - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификацию профиля зубьев, для прямозубых передач без модификации головки  $\delta_F = 0,16$ ;

$g_0$  - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, при модуле  $m = 9$  и 9<sup>й</sup> степени точности  $g_0 = 8,2$ ;

$a_w$  - межосевое расстояние;

$u$  - передаточное число.

С учетом принятых значений, коэффициент  $K_{Fv} = 1,03$ .

Коэффициент  $K_{F\beta}$  предназначен для учета неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии. Определяется по соответствующей номограмме [1]. Для рассматриваемых колес коэффициент  $K_{F\beta} = 1,4$ .

Определенное при помощи формулы (1) и всех описанных коэффициентов напряжение изгиба в опасной зоне переходной кривой равно  $\sigma_F = 309 \text{ МПа}$ . Такой же результат был получен и при расчете этой же передачи, выполненный с использованием модуля APM Trans.

Пакет APM WinMachine позволяет выполнить анализ напряженного состояния объектов при применении метода конечных элементов. Метод конечных элементов относится к вариационным методам теории упругости и позволяет оценивать напряженно-деформированное состояние плоских и объемных элементов конструкций.

Для моделирования напряженного состояния зуба в настоящей работе были использованы модули пакета APM WinMachine: APM Studio и APM Structure3D. Методика создания объемной модели зуба описана в работе [3].

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.

Распределенная нагрузка, разложенная на составляющие, прикладывалась в узлах линии контакта по длине зуба. Был заложен вариант нагружения, соответствующий приложению распределенной нагрузки в узлах, расположенных на делительном

цилиндре по длине зуба. В первом приближении нагрузка по длине зуба считалась равномерно распределенной. Величина усилия определяется с учетом коэффициента нагрузки  $K_F$ , определяемого по формуле (3). Направлена данная сила под углом давления  $\alpha_w = 20^\circ$ . Вычислены окружная и радиальная составляющие данной силы:  $F_t = 53939 \text{ Н}$  и  $F_r = 21268 \text{ Н}$ , соответственно.

На рис. 1 показано распределение изгибных напряжений  $\sigma_F$  в рассматриваемом зубе при приложении указанной нагрузки.

Сравнение значений напряжений, полученных при помощи МКЭ  $\sigma_F = 117 \text{ МПа}$  с результатами расчета при помощи стандартной методики  $\sigma_F = 309 \text{ МПа}$  показывают, что стандартная методика дает почти в 2,65 раза завышенные напряжения изгиба. Это можно объяснить следующим

образом: в методе МКЭ принято допущение, что напряжения в каждой точке конечного элемента одинаковы, поэтому для повышения точности метода нужно уменьшать размеры элемента, что, в свою очередь, увеличивает время расчетов и требует применения более мощных компьютеров.

Таким образом, проведенные при помощи пакета APM WinMachine исследования напряженного состояния зубьев показывают, что при проектировании передач не достаточно проводить расчеты с использованием стандартных методик.

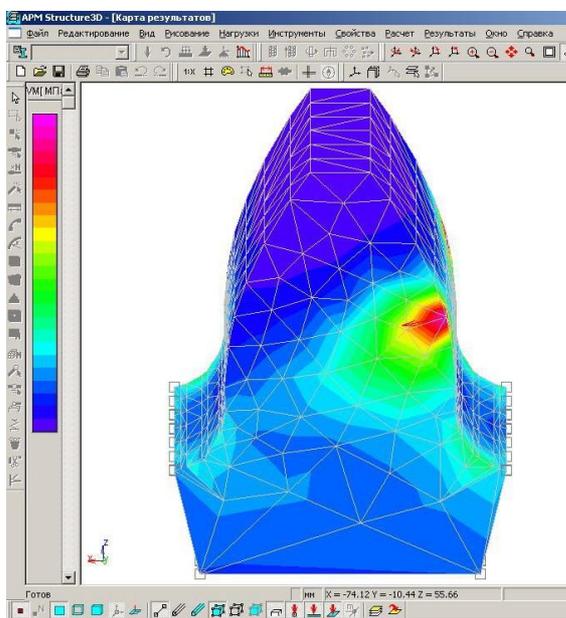


Рис. 1. Напряжения  $\sigma_F$  в деформированном зубе шестерни при действии равномерно распределенной силы, приложенной на делительном цилиндре

**Список литературы:** 1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – ГОСТ 21354-87. – М.: Изд-во стандартов, 1988. 2. Сладковский А.В., Виноградов Б.В. Исследование напряженного состояния зубьев крупногабаритных передач при помощи ППП MSC/NASTRAN // Труды Российской конференции пользователей систем MSC – М.: 2000. 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.