

Компании – участники конференции

Аэрокосмическая промышленность

АК им. Ильюшина (Москва)
ТАНТК им. Бериева (Таганрог)
АООТ «ОКБ Сухого» (Москва)
ГКНПЦ им. Хруничева (Москва)
РКК «Энергия» (Королев)
РКК «Энергия» (Самара)
ЦАГИ-МФТИ (Жуковский)
ГРЦ КБ им. Макеева (Миасс)
МИТ (Москва)
НПО им. Лавочкина (Химки)
НПО «Энергомаш» (Химки)
КВЗ (Казань)
ГНПП «Сплав» (Тула)
ОАО «А.Люлька-Сатурн» (Москва)
ЦИАМ (Москва)
ЭМЗ им. Мясищева (Жуковский)
ММЗ «Салют»

Транспортное машиностроение

АО ГАЗ (Нижний Новгород)
АО АвтоВАЗ (Тольятти)
МТЗ (Минск)
ЗИЛ (Москва)
ОАО АК «Туламашзавод» (Тула)
ЦКБМТ «Рубин» (С.-Петербург)
АООТ «Коломенский завод»
НИИ Тепловозов и Путевых Машин
(Коломна)

Энергетика и другие отрасли

«Атомэнергопроект» (С.-Петербург)
ИЦ «Энергомаш» (С.-Петербург)
ОА «Электросила» (С.-Петербург)
АО ПК «Сплав» (Новгород)
АО СКБТ (Пенза)
АО «Пеленг» (Минск)

ВНИИСИМС (Александров)
АО ЧМЗ (Глазов)
ВНИИ Автоматики (Москва)
ВНИИНМ (Москва)
Кирово-Чепецкий химкомбинат
НЦ Сердечно-сосудистой хирургии
им. Бакулева (Москва)

Высшие учебные заведения

МАИ (Москва)
КАИ (Казань)
МИИТ (Москва)
ИрГТУ (Иркутск)
СГАУ (Самара)
БГПА (Минск)
МИУ (Москва)
НМАУ (Днепропетровск)
ЛГТУ (Липецк)
МГТУ (Москва)
БГУИР (Минск)
Академия им. Жуковского (Москва)

Партнеры MSC

BeePitron (С.-Петербург)
ТОДЕС (Минск)
CADhouse (Москва)
Технополис (Киев)
Русская Промышленная Компания
(Москва)
TOPS (Москва)
Unigraphics Solutions (Москва)
Silicon Graphics Inc. (Москва)
Catalyst Silicon Solutions (Москва)
Hewlett Packard (Москва)

Пресса

«Автоматизация проектирования»
«PC Week»

**Опыт применения передовых
компьютерных технологий инженерного
анализа фирмы MSC.Software
на предприятиях России, Белоруссии,
Украины**

**Вторая Российская конференция пользователей MSC,
28 октября 1999**

Представительство MSC.Software в СНГ

117933, Москва, Ленинский проспект, 6
тел.: (095) 9560928, 2366177
факс: (095) 2323575

E-mail: as-msc_rus@col.ru
Internet: www.mscsoftware.com

Стендовые доклады

- | | | |
|-----|---|--|
| 1. | Использование спектров динамического нагружения при определении нагрузки на оборудование методом гармонического воздействия. | Булкин М. В., РКК "Энергия", г.Королев |
| 2. | Особенности использования восьми и двадцати-узловых 3D Solid - элементов с пониженной чувствительностью к запирающему сдвигу. | Потапов С.Д., СКБТ, г. Пенза |
| 3. | Перспективы применения CAE системы MSC.SuperForge для инженерного анализа процесса винтовой прокатки. | Актуганов Н.В., Веретенников В.А., Девятых В.Г., ОАО "Чепецкий металлический завод", г. Глазов, Солдаткин А.Н., представительство MSC, г. Москва |
| 4. | Опыт использования системы MSC.NASTRAN for Windows | Тимофеев М.М., АО ПК СПЛАВ, г. Новгород |
| 5. | Применение MSC.NASTRAN for Windows для расчета железнодорожных колес. | Есаулов В.П., Сладковский А.В., Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск |
| 6. | Исследование прочности скорректированных зубьев эвольвентных передач с использованием MSC.NASTRAN for Windows | Сладковский А.В., Мушенков Ю.А., Сладковский Ю.А., Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск |
| 7. | Анализ напряженно-деформированного состояния структурно-неоднородных материалов (типа бетона) и расчет конструкций из них с использованием MSC.Nastran. | Рак Н.А., Щербак С.Б., Белорусская государственная политехническая академия, г.Минск |
| 8. | Опыт использования программ фирмы MSC для расчета динамики и прочности турбогенераторов | Рыжик Б.В., АО «Электросила», С.-Петербург |
| 9. | Использование программ MSC.PATRAN и MSC.NASTRAN для расчетов строительных конструкций АЭС на особые динамические воздействия | Бирбраер А.Н., Роleder А.Ю., Блиман А.И., Костров Г.Д., Архипов С.Б., «Атомэнергопроект», С.-Петербург |
| 10. | Расчет кресла пилота изделия 96Т/96М/96300 | АК им. Ильюшина, г. Москва |
| 11. | Расчет мотогондолы изделия 114100 с применением GAP-элементов | АК им. Ильюшина, г. Москва |
| 12. | Компьютерные технологии фирмы MSC в системе подготовки инженеров путей сообщения | Загорский Г.С. Рыбников Е.К., МИИТ, г. Москва |
| 13. | Использование комплекса MSC.NASTRAN for Windows в курсе динамики и устойчивости сооружений при подготовке инженеров-железнодорожников. | Косицын С.Б., Долотказин Д.Б., МИИТ, г. Москва |
| 14. | Исследование поведения элементов тонкостенной стрингерной оболочки в условиях осевого сжатия методом конечных элементов. | Пересыпкин В.П., Пересыпкин К.В., Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева |

Исследование прочности корригированных зубьев эвольвентных передач с использованием MSC/NASTRAN for Windows

А.В. Сладковский, Ю.А. Мушенков, Ю.А. Сладковский

Национальная металлургическая академия Украины (Днепропетровск)

Среди большого количества видов передач особое место занимают зубчатые передачи, которые при своей относительной компактности позволяют изменять скорость и направление вращения вала в очень широких диапазонах, передавая при этом значительные вращающие моменты. Именно поэтому в различных инженерных курсах, например, таких, как «Теоретическая механика», «Детали машин», «Прикладная механика» и «Теория механизмов и машин», зубчатым передачам уделяется большое внимание. Известно также, что среди зубчатых передач особое место занимают передачи с эвольвентным зацеплением. 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. Методы расчета зубьев на прочность, которые вошли в действующие стандарты и учебники, в основном базируются на применении методов сопротивления материалов, то есть являются не достаточно точными. Различные уточнения, учитывающие форму корригированного зуба, вносятся соответствующими коэффициентами. Эта методика в применении к практике обучения студентов не является наглядной, а большое количество коэффициентов только усугубляет проблемы, возникающие при освоении студентами достаточно сложного теоретического материала. В НМетАУ разработан лабораторный практикум, который позволяет при изучении указанных выше дисциплин наглядно продемонстрировать студентам влияние коррекции формы зуба при его нарезании методом обкатки на его прочностные характеристики.

Для того, что произвести конечно – элементный расчет зуба на изгиб необходимо сначала задать его профиль с учетом коррекции формы. Для простоты рассматриваются прямые зубья цилиндрической эвольвентной передачи. Основные формулы геометрического расчета взяты из монографии [1]. В качестве примера положим, что необходимо рассчитать на изгиб зуб шестерни, имеющей количество зубьев $z_1 = 17$, то есть минимальное количество зубьев у шестерни, нарезаемой инструментальной рейкой без смещения. Задаем также стандартное передаточное отношение $i = 5$. Тогда в зацепление с шестерней должно входить колесо с количеством зубьев $z_2 = 85$. Считаем, что при помощи стандартного проекторного расчета, который здесь для краткости не приводится, найден модуль зубчатого зацепления $m = 10$ мм. Межцентровое расстояние a_w может быть определено по формуле

$$a_w = m \frac{(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}, \quad (1)$$

где $\alpha = 20^\circ$ - стандартный угол исходного профиля, а α_w - угол зацепления.

В том случае, если в передаче используются корригированные зубья, то эти углы могут быть не равны между собой. Тогда угол зацепления может быть определен из уравнения

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg} \alpha, \quad (2)$$

где x_1, x_2 - коэффициенты смещения для шестерни и колеса, соответственно.

Уравнение (2) является трансцендентным алгебраическим уравнением для определения угла зацепления. Поскольку очевидно, что для любых допустимых коэффициентов смещения угол зацепления находится в области значения 20° , то для его нахождения был написан достаточно простой блок программы, реализующей алгоритм метода половинно-

го деления. Вычислительная программа, написанная на языке MS QuickBasic release 7.1, позволила не только определить основные геометрические размеры профиля зуба шестерни, но и построить его профиль для различных коэффициентов смещения. На рис. 1 приведен профиль рассматриваемого зуба.

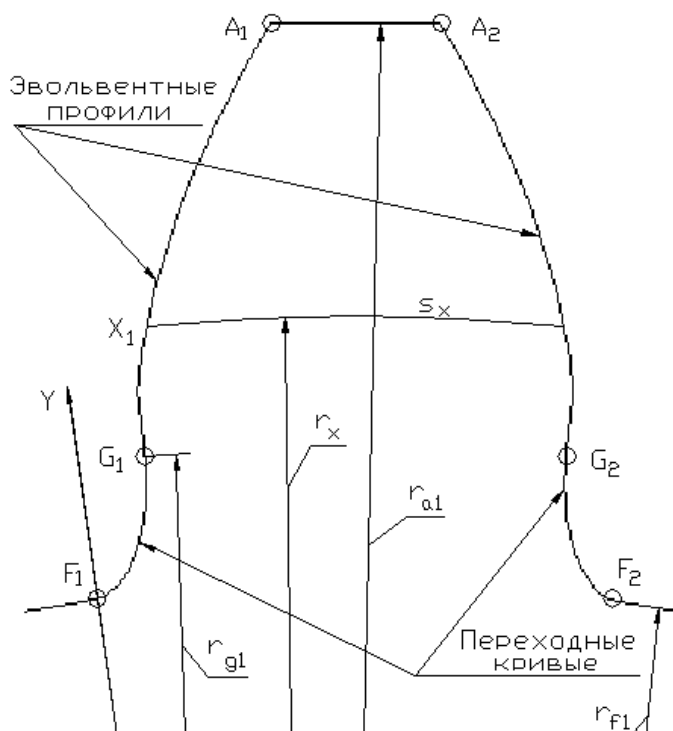


Рис. 1. Профиль зуба шестерни ($z_1 = 17$, $x_1 = 0$), построенный при помощи программы, написанной на MS QuickBasic (обозначения добавлены средствами AutoCAD release 14.01)

Для построения профиля зуба должны быть определены радиусы окружности вершин r_{a1} и окружностей впадин r_{f1} , r_{f2}

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} - h_a^* - c^* + x_1 \right), \quad (3)$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} - h_a^* - c^* + x_2 \right), \quad (4)$$

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* m, \quad (5)$$

где для стандартного зацепления коэффициент высоты головки зубьев $h^* = 1$, а коэффициент радиального зазора для цилиндрических зубчатых колес $c^* = 0,25$.

Эвольвентные участки профиля зуба (на рис. 1 - A_1G_1 и A_2G_2) могут быть определены с учетом того, что для переменного радиуса r_x , изменяющегося от r_{g1} (точки G_1 и G_2 – граничные между эвольвентными участками профиля и переходными кривыми) до r_{a1} , соответствующая толщина зуба определяется формулой

$$s_x = \left[\frac{s_1}{r_1} - 2(\text{inv}\alpha_x - \text{inv}\alpha) \right] r_x, \quad (6)$$

где угол давления в точке X_1 $\alpha_x = \arccos \frac{r_{b1}}{r_x}$. Радиус основной окружности r_{b1} , радиус делительной окружности r_1 и толщина зуба по делительной окружности s_1 определяются известными формулами

$$r_1 = \frac{z_1 m}{2}, \quad s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2 x_1 \operatorname{tg} \alpha \right), \quad r_{b1} = r_1 \cos \alpha.$$

Для организации циклического определения координат точек эвольвентного профиля необходимо еще знать радиус r_{g1}

$$r_{g1} = m \frac{z \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{g1}}, \quad (7)$$

здесь угол давления в точке G_1 определяется из формулы

$$\operatorname{tg} \alpha_{g1} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha}. \quad (8)$$

Далее необходимо построить переходные кривые E_1G_1 и E_2G_2 . Для их нахождения воспользуемся формулами, приведенными в монографии [1]. Если нарезание зуба выполняется инструментальной рейкой, то координаты текущей точки переходной кривой определяются в декартовой прямоугольной системе координат XOY , имеющей начало координат в центре шестерни (направление оси Y показано на рис. 1), следующим образом

$$X = (r_3 \cos \alpha_k + r_1 \varphi) \cos \varphi + [d - r_3 (\sin \alpha - \sin \alpha_k)] \sin \varphi - r_1 \sin \varphi, \quad (9)$$

$$Y = (r_3 \cos \alpha_k + r_1 \varphi) \sin \varphi - [d - r_3 (\sin \alpha - \sin \alpha_k)] \cos \varphi + r_1 \cos \varphi, \quad (10)$$

где r_3 - радиус закругления зуба рейки у ее вершины, а α_k - угол, определяющий положение нормали к профилю рейки в контактной точке (обычно $\alpha_k = \pi/2$). Значение d определяет относительное положение рейки и заготовки шестерни в процессе ее нарезания

$$d = m(h_a^* - x_1). \quad (11)$$

Тогда уравнения (9) и (10) можно рассматривать, как параметрическое задание переходной кривой, где угол φ выступает в качестве параметра.

После задания модуля, количества зубьев шестерни и колеса, а также соответствующих коэффициентов смещения программа по приведенным выше формулам определяет основные геометрические параметры зубьев и средствами компьютерной графики строит на экране профиль зубьев. При выборе коэффициентов смещения необходимо придерживаться требований, накладываемых на коэффициенты смещения условиями отсутствия подрезания

$$x_1 \geq h_a^* - \frac{z_1 \sin^2 \alpha}{2}. \quad (12)$$

Аналогичное условие выполняется и для коэффициента смещения при нарезании колеса. Однако в учебных целях, с тем чтобы объяснить опасность подрезания зубьев, будем пренебрегать условиями (12), получая зубья с подрезанным профилем.

Главная сложность далее заключается в том, чтобы рассчитанную геометрию зуба, которая представляет собой совокупность точек профиля, передать пакету MSC/NASTRAN for Windows. Здесь авторы воспользовались возможностью NASTRANa импортировать DXF - файлы AutoCADa. Проанализировав структуру таких файлов, было определено, что они состоят из начальной служебной информации содержащей данные о версии AutoCADa, размерах чертежа, параметрах масштабирования, проставления размеров и другой вспомогательной информации. В конце таких файлов содержится информация о графических примитивах, из которых строится текущий чертеж. Чертеж профиля зуба должен состоять из набора точек. Описание такого графического примитива в DXF - файле начинается со строки POINT, а затем после строк 10, 20 и 30 следуют координаты

X, Y и Z текущей точки чертежа. С учетом такой структуры DXF – файла, программа, написанная на QuickBasic, формировала набор точек профиля зуба и организовывала окончание DXF – файла, в котором учитывалась рассчитанная геометрия профиля зуба.

Пакет MSC/NASTRAN использовался для анализа изгибной прочности скорректированных зубьев. Подготовленный описанным выше способом DXF – файл использовался для импорта геометрии зуба. Участки кривых, образующих профиль зуба заменялись отдельными сплайнами. Использовался генератор КЭ сетки, причем ее густота определялась возможностями демонстрационной 300 узловой версии. Применялись трехузловые конечные элементы для анализа плоской деформации зубьев. К зубьям прикладывалась сосредоточенная сила в точке A_1 в направлении угла давления, который определялся предварительно расчетным способом. Перемещения на значительной глубине от окружности впадин можно было пренебречь, что использовалось для задания фиксированных граничных условий на соответствующей границе. На рис. 2 приведены распределения главных напряжений σ_1 для шестерни с количеством зубьев $z_1 = 17$, в первом случае с положительным смещением $x_1 = 0,2$ (рис. 2а), а во втором случае с отрицательным смещением $x_1 = -0,2$ (рис. 2б).

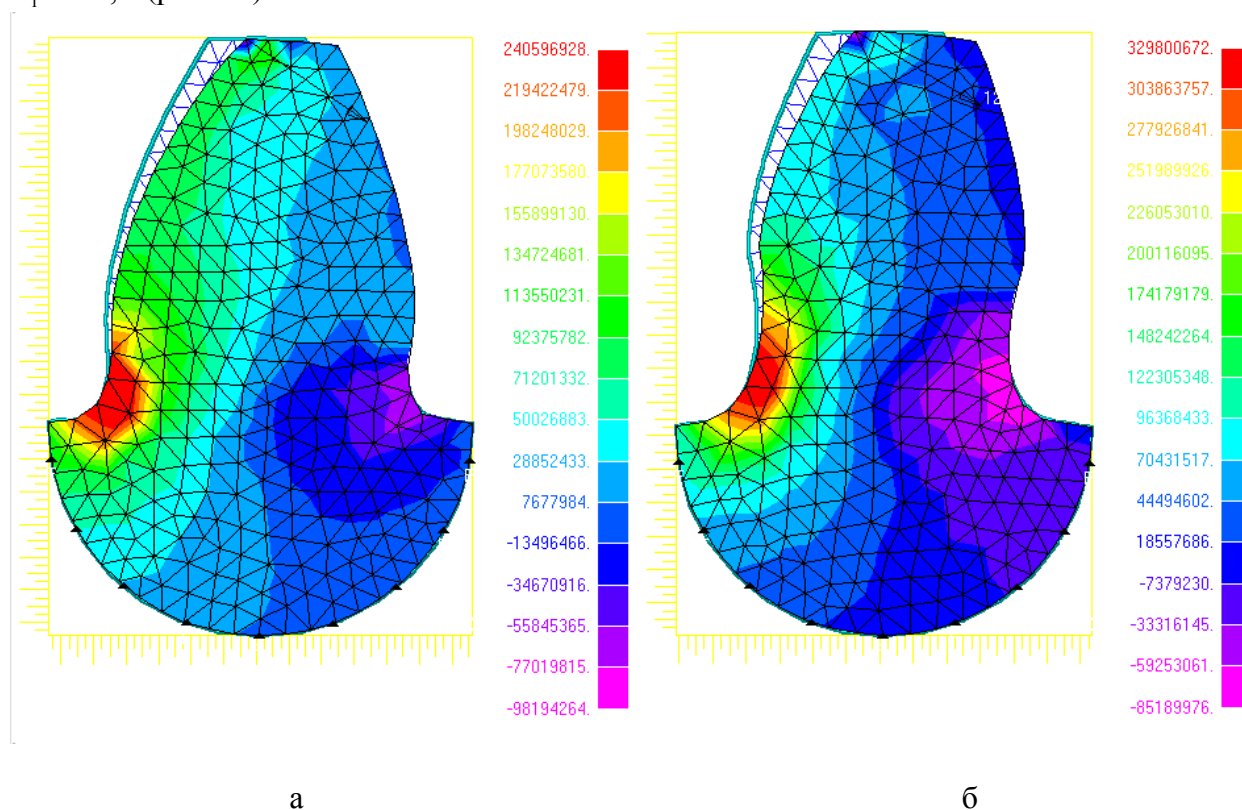


Рис. 2. Распределение главных напряжений σ_1 в зубьях, нарезанных с различным смещением инструментальной рейки

Приведенные распределения напряжений показывают, что для одного и того же крутящего момента на быстроходном валу ($T_1 = 10000 \text{ Н} \cdot \text{м}$) и одной ширины зуба $b = 200 \text{ мм}$, уровень главных напряжений σ_1 для зубьев, нарезанных с положительным смещением рейки на 37% меньше, чем для такой же шестерни, но нарезанной с отрицательным смещением. Эти результаты достаточно очевидны и доказывают необходимость проведения положительной коррекции формы зуба, особенно при необходимости использования шестерен с малым ($z_1 < 17$) количеством зубьев.

Можно сравнить результаты, полученные для реальных зубьев при помощи расчета по MSC/NASTRAN, с общепринятым расчетом зубьев. В частности, в учебнике [2] приво-

дится расчет зубьев на изгиб, при котором в качестве основных определяющих напряжений используются растягивающие напряжения σ_y или σ_F в соответствии с обозначениями [2]. Напряжения определяются на основе методов сопротивления материалов, при этом моделируется изгиб зуба и его сжатие под действием контактного усилия, передаваемого под углом давления в точке A_1 . Формула для определения σ_F следующая

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{Z_1^2 \psi_{bd} m^3} \quad (13)$$

где коэффициент формы зуба Y_F определяется при помощи соответствующей диаграммы в зависимости от количества зубьев шестерни и коэффициента смещения [2]. Остальные коэффициенты (Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Y_β - коэффициент наклона зубьев, $K_{F\alpha}$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями, $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венка зубчатого колеса, K_{Fv} - коэффициент динамической нагрузки) для прямозубых передач, выполненных с большой точностью, вращающих без перекосов с малой скоростью, могут быть приняты равными 1. Коэффициент ширины венца зубчатого колеса по начальному диаметру шестерни $\psi_{bd} = \frac{b}{2r_{w1}}$ определяется с использованием радиуса начальной окружности

$$r_{w1} = m \frac{z \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} \quad (14)$$

На графиках (рис. 3) представлены распределения максимальных напряжений σ_F , рассчитанные для зубьев, нарезанных с различным смещением инструментальной рейки, по формуле (13) и при помощи конечно – элементного расчета с использованием пакета MSC/NASTRAN.

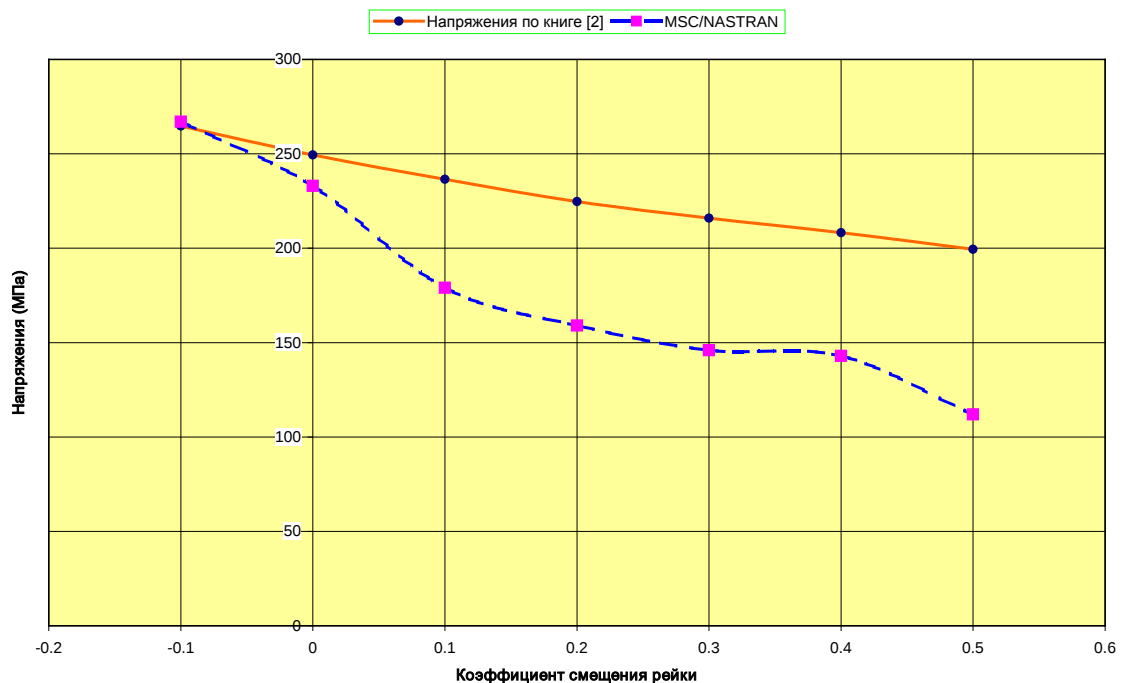


Рис. 3. Максимальные растягивающие нормальные напряжения σ_y у основания зуба в зависимости от коэффициента смещения инструментальной рейки

Как видно из сравнения графиков, они практически совпадают для зубьев, выполненных без смещения рейки, но чем большее смещение рейки имеет место, тем больше

отличаются расчетные данные. На наш взгляд, этот вывод обусловлен тем, что при больших положительных смещениях рейки профиль зуба, утолщаясь у основания, все менее соответствует балке, работающей на изгиб. Следовательно, правомочность расчета скорректированных зубьев при высоких коэффициентах смещения рейки с использованием общепринятых методов вызывает большие сомнения. Кроме того, в этом случае необходимо проводить расчет либо по главным напряжениям, либо с использованием приведенных по Мизесу напряжений.

В заключение отметим, что авторы рассматривают данную работу, как практическое пособие для студентов, изучающих зубчатые зацепления, которое может использоваться в качестве одной из лабораторных работ по курсам «Теоретическая механика», «Детали машин» или «Прикладная механика».

Литература

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968. –584 с.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1986. – 360 с.