

УДК 621.833.15

САВЕНКОВ В. Н., к.т.н., доцент (ДонНТУ);
ТИМОХИН Ю. В., к.т.н., доцент (ДонИЖТ);
ТИМОХИНА В. Ю., ассистент (ДонИЖТ).

Анализ напряженно-деформированного состояния зубьев цилиндрической зубчатой передачи в области контакта

Постановка проблемы

Оценка напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатых передач необходима для проверки прочности. Основной задачей такого исследования является расчет зубьев на контактную выносливость. Применяемая в настоящее время методика расчета зубчатых передач основана на аналитическом решении задачи Герца о сдавливании двух цилиндров [1, 2, 3]. Поскольку данная модель отличается от реального зубчатого зацепления, то в методику расчета вводятся уточнения в виде эмпирических коэффициентов. При этом физическая картина контакта зубьев рассматривается как сдавливание двух цилиндров. Поэтому возникает задача получения более точной информации о напряженно-деформированном состоянии материала зубьев.

Анализ последних достижений

Расчет зубьев на прочность в настоящее время рекомендуется проводить по ГОСТ 21354–87 [4]. В стандарте приведены основные зависимости для определения контактных напряжений в зубьях эвольвентных цилиндрических передач внешнего зацепления и коэффициенты, учитывающие влияние различных факторов на эти напряжения. Зависимости для определения коэффициентов получены по

результатам многочисленных экспериментальных исследований, накопленных к моменту создания ГОСТа.

При расчете определяются контактные напряжения в полюсе зацепления.

Целью работы

Исследование напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатой передачи в зоне контакта методом конечных элементов, сравнение величины контактных напряжений, полученных методом конечных элементов и аналитическим расчетом по формуле Герца;

– анализ характера деформирования материала у поверхностей зубьев и его влияние на процесс их усталостного разрушения.

Основной материал исследования

На рис. 1 приведены схема нагружения зубьев зубчатой передачи и эпюры контактных напряжений, определенных по формуле Герца. В зоне контакта зубья нагружаются нормальными нагрузками, распределенными по пятну контакта. В расчетах эти нагрузки заменяются равнодействующими силами. На рисунке обозначено: $F_{12} = F_{21} = F$ – силы нормального давления; σ_H – максимальные контактные напряжения в полюсе зацепления.

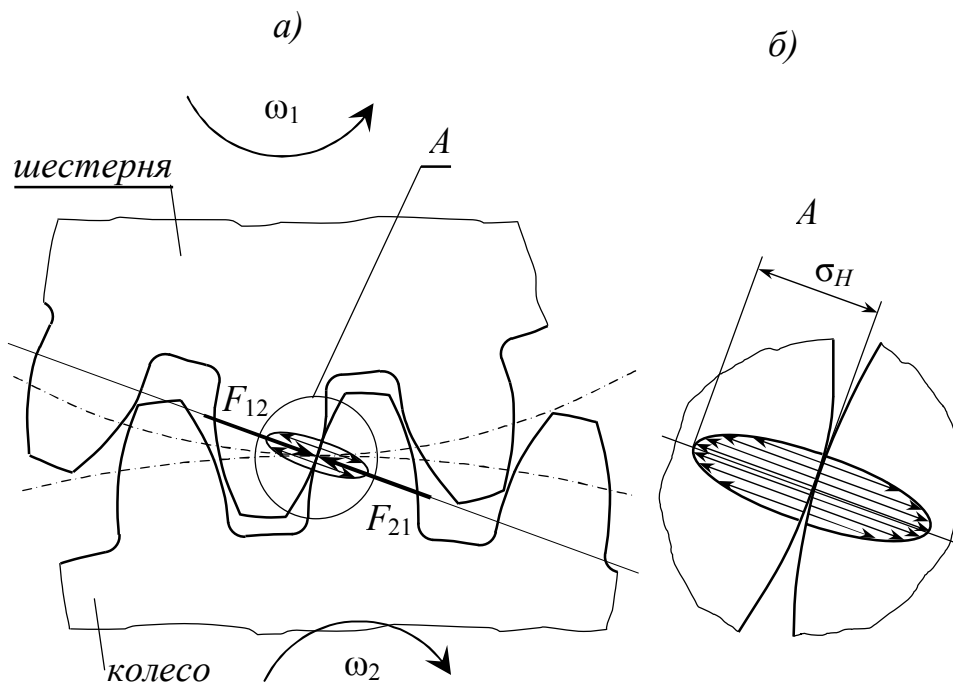


Рис.1. Схема нагрівання зубів передачі (а) і епюри стискаючих напружень в зубьях (б)

В даній роботі визначаються контактні напруження в зубьях циліндричної передачі методом кінцевих елементів.

На рис. 2 приведена прийнята в розрахунок кінцево-елементна модель зубчатого зацеплення. Модель складена з двох зубів, контактуючих в полюсі зацеплення. Зуб колеса жорстко зафіксований по нижній поверхні. Зуб шестерні закріплений з допомогою шарнірів і має одну ступінь свободи (допускається його лінійне переміщення вздовж лінії зацеплення). Зуб шестерні навантажений нормальною силою F , направленою вздовж лінії зацеплення і розподіленою по узлам на поверхні зуба.

Зубья розбиті на кінцеві елементи в вигляді призм. В зоні контакту на поверхню зубів шестерні наведені цільові елементи, а на поверхню зубів колеса – контактні елементи. Розміри елементів вибрані з таким розрахунком, щоб в зоні контакту улаштува-

лись нелінійні співвідношення між деформаціями і напруженнями і досяглася задовільна точність розрахунку, обмежена точністю механічних характеристик матеріалів колес.

В розрахунок прийнято: модуль зацеплення $m = 5$ мм; числа зубів шестерні і колеса відповідно $z_1 = 18$, $z_2 = 72$; модуль Юнга матеріалів шестерні і колеса $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$.

З метою зменшення обсягу обчислень і забезпечення достаточної точності розрахунків ширина колес прийнята рівною $b = 0,1$ м = 100 мм.

Для такої ширини колес нормальна сила в зацепленні прийнята $F = 125$ Н. При цих вихідних даних удільна навантаження по ширині колес $q = F / b = 250$ кН/м.

Такий вибір моделі передачі значительно скорочує обсяг обчислень, зберігаючи при цьому необхідну точність розрахунку.

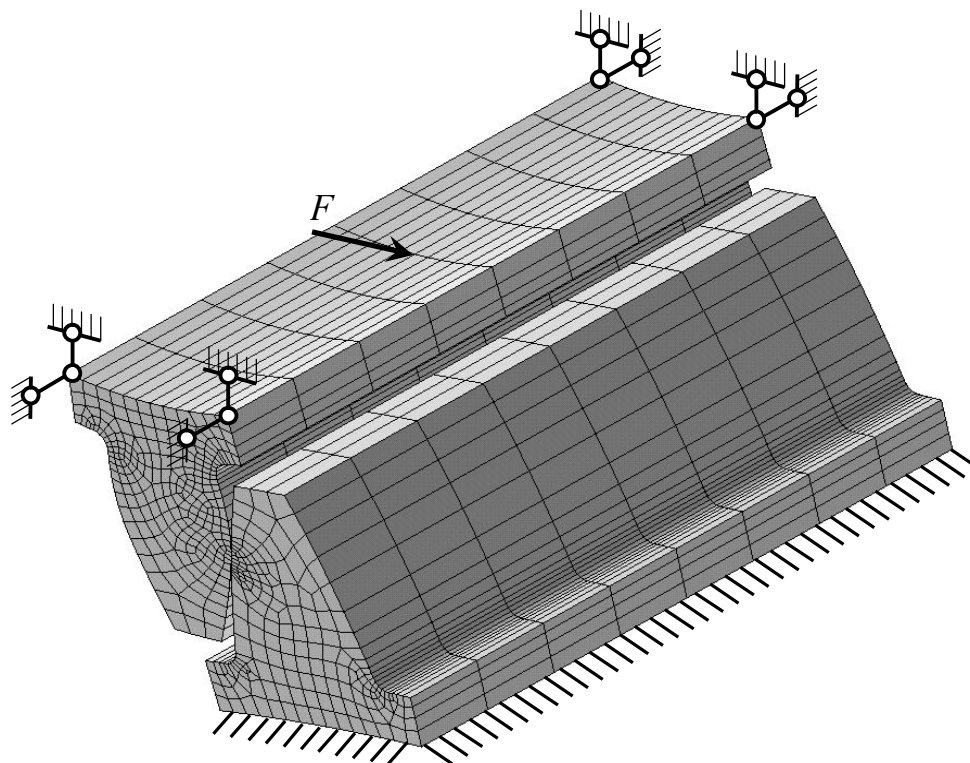


Рис. 2 .Модель зубчатого зацеплення

Результаты численного расчета конечно-элементной модели приведены на рис. 3 - 6.

На рис. 3, а приведена эпюра контактных напряжений в зубе колеса. Максимальные контактные напряжения в кон-

тактных элементах достигают 1072 МПа, ширина зоны контакта составляет 0,366 мм.

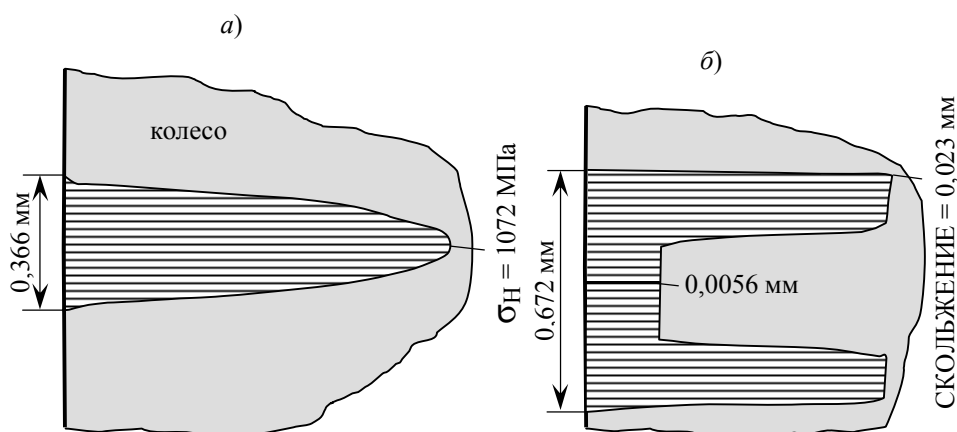


Рис. 3 .Эпюра контактных напряжений (а) и эпюра скольжений в зоне контакта зубьев (б)

Практический интерес представляет сравнение полученных напряжений с решением задачи Герца о сдавливании двух цилиндров.

Максимальные контактные напряжения по формуле Герца [1]

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \rho_{np}}}, \quad (1)$$

где ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов шестерни и колеса соответственно;

E_1, E_2 – модули упругости материалов шестерни и колеса;

q – распределенная по длине зуба контактная нагрузка;

$$q = \frac{F}{b} \quad (2)$$

F – нормальная сила в зацеплении зубьев;

b – ширина колеса (длина зуба);

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления;

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (3)$$

ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса;

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha; \quad \rho_2 = r_2 \sin \alpha \quad (4)$$

r_1, r_2 – радиусы делительных окружностей шестерни и колеса;

α – угол зацепления; $\alpha = 20^\circ$.

Для принятых значений по формуле (1) с учетом соотношений (2) – (4) получим $\sigma_H = 863$ МПа. То есть, формула Герца дает заниженное значение контактного напряжения по сравнению с расчетом методом конечных элементов. Такое различие можно объяснить отличием расчетных моделей зубьев, принимаемых в обоих случаях.

На рис. 3, б приведена эпюра относительного скольжения контактных пар

точек поверхностей зубьев колеса и шестерни. Под скольжением в контактных задачах понимают смещение (относительное перемещение) контактных точек сдавливаемых тел из-за деформации последних. Максимальное скольжение (0,023 мм) наблюдается на краю зоны контакта, минимальное скольжение (0,0056 мм) – в центре зоны контакта. Оно не снижается до нуля вследствие скольжения из-за общей деформации зубьев (изгиба со сдвигом).

Скольжение контактных точек на рис. 3, б свидетельствует о действии в зубьях касательных напряжений. На рис. 4 приведены эпюры напряжений τ_{xy} в поперечном сечении зубьев. Из эпюры следует, что в зоне контакта касательные напряжения изменяются по величине и по знаку. Эпюры имеют два экстремума, причем, величина максимальных напряжений (по абсолютной величине) в зубе шестерни выше напряжений в зубе колеса (примерно на 20%). При работе передачи точка контакта зубьев перемещается по их рабочим поверхностям, что приводит к появлению в них переменных по величине и по знаку касательных напряжений. Такой характер нагружения может объяснить процесс зарождения усталостных микротрещин и усталостного выкрашивания материала зубьев.

Модель аналитического расчета контактных напряжений по формуле Герца предполагает, что в шестерне и колесе действуют одинаковые контактные напряжения. Численное решение методом конечных элементов позволяет учесть особенности геометрии и механических характеристик материалов шестерни и колеса и определить напряжения и деформации колес с их учетом.

На рис. 5 приведены эпюры интенсивностей напряжений в шестерне и колесе

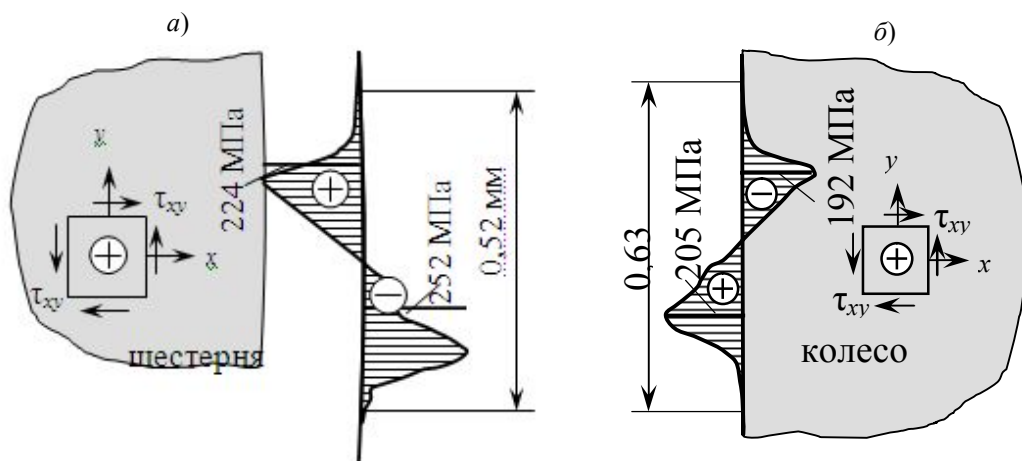


Рис. 4. Эпюры касательных напряжений в поперечном сечении зубьев шестерни (а) и колеса (б)

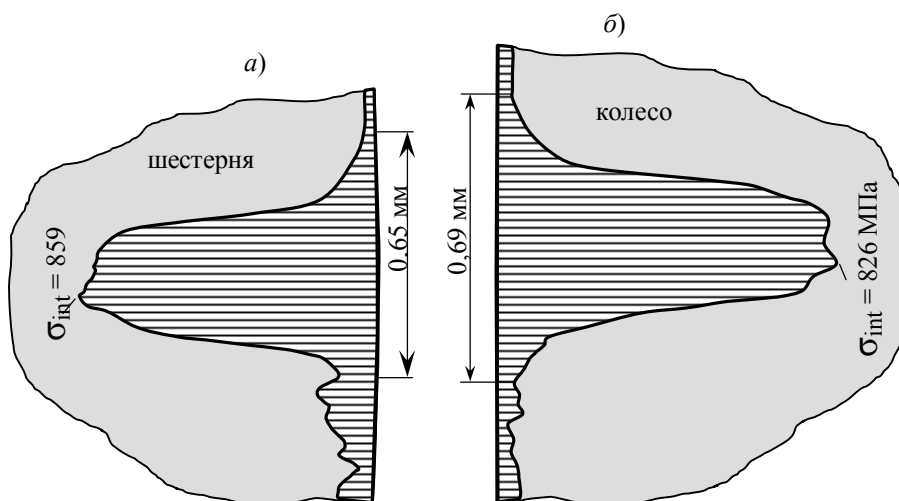


Рис.5. Эпюры интенсивности напряжений σ_{int} на поверхностях зубьев шестерни (а) и колеса в зоне контакта (б)

Из эпюр видно, что максимальные напряжения в зубьях отличаются не более чем на 5 %, причем в шестерне они выше, чем в колесе. Видимо, это связано с тем, что кривизна поверхности зуба шестерни больше кривизны колеса. Ширина зоны повышенных напряжений весьма мала (менее 1 мм). То есть, в зоне контакта имеет место большая концентрация напряжений.

Величину и характер деформации зубьев в зоне контакта можно оценить по эпюрам деформаций их рабочих поверхностей на рис. 6. На рисунках кривой 1

представлен исходный контур поверхности зуба, а кривой 2 – его деформированная поверхность. Для наглядности горизонтальный масштаб увеличения размеров принят большим, чем вертикальный масштаб. На рис. 6, а приведена эпюра для шестерни. Максимальная величина искажения профиля зуба составляет 0,00132 мм, ширина площадки искажения равна 0,85 мм. Профиль зуба колеса имеет большие деформации (рис. 6, б). Глубина искажения равняется 0,00179 мм, ширина площадки искажения – 1,72 мм.

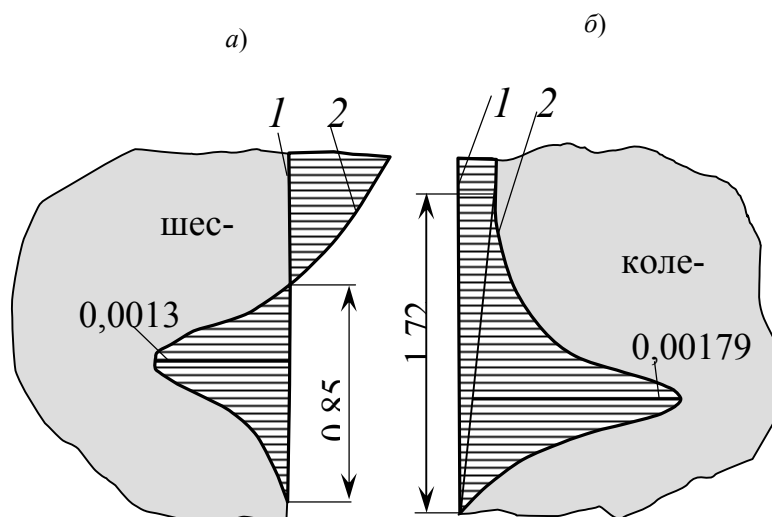


Рис.6. Эпюры перемещений поверхностей зубьев шестерни (а) и колеса (б)

Столь малые местные деформации поверхностей зубьев практически не влияют на кинематические параметры передачи.

Выводы

1. Расчеты объёмного напряженно-деформированного состояния зубьев колес зубчатых передач методом конечных элементов позволяют получить более близкую к реальной картину нагружения материала зубьев, чем расчет по формуле Герца.

2. Интенсивности напряжений в зубьях шестерни выше, чем в зубьях колеса. Это можно объяснить большей кривизной поверхностей зубьев шестерни.

3. Касательные напряжения в зоне контакта зубьев изменяются по величине и знаку. При работе передачи это приводит к появлению в наружном слое рабочих поверхностей зубьев переменных касательных напряжений и объясняет возникновение усталостных микротрещин и, как следствие, выкрашивание поверхностного слоя.

Список литературы

1. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. Пер. с англ. – М.: «Наука», 1975. - 576 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
3. Иосилевич Г. Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность – М.: Издательство стандартов, 1988. – 128 с.

Аннотации:

Исследуются контактные напряжения и форма поверхностей зубьев цилиндрической зубчатой передачи в зоне контакта зубьев. Исследования проводятся в результате расчета твердотельных моделей зубьев передачи методом конечных элементов. Полученные при этом значения нормальных напряжений сжатия сравниваются со значениями, вычисленными по формуле Герца. Кроме нормальных напряжений сжатия исследуются касательные напряжения на поверхностях контакта зубьев.

Исследуется изменение формы