

**Выводы.** На основании исследований устанавливаем, что эволюта эволенты не будет прямой линией и, более того, будет иметь зону перегиба.

1. Составлено дифференциальное уравнение эволенты.

2. Установлена зависимость вида эволенты от введенных коэффициентов  $n$  и  $r$ .

3. Построена зависимость радиуса кривизны эволенты от введенных коэффициентов.

**Список литературы:** 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102.

Поступила в редколлегию 03.05.12

УДК.621.833

**А.И. ПАВЛОВ**, д.т.н., профессор каф. инж. графики ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;  
**В.И. ВЕРБИЦКИЙ**, к.ф.-м.н., ХНАДУ "ХАДИ";  
**С.В. АНДРИЕНКО**, преподаватель ХНАДУ "ХАДИ"

### КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье приведены формулы для контактных напряжений в зубчатом зацеплении эволютных передач и проведено их сравнение.

В статті наведені формули для контактних напруг в зубчатому зацепленні еволютних передач і порівняні між собою.

In this article formulas for contact stress in evolute gearing are brought and compared with itself.

**Постановка вопроса.** Для определения контактных напряжений в зубчатом зацеплении эволютных передач формула Герца в общем случае не применима. Для этих случаев необходимы другие формулы.

**Цель работы** – получить формулы, обеспечивающие достаточную точность.

**Основная часть.** Общие положения:

а) закон Гука, записанный в виде

$$\sigma = \frac{\Delta}{H} E, \quad (1)$$

где  $\Delta$  – деформация в контакте;  $H$  – глубина деформации (см. рисунок);  $E$  – модуль упругости материалов;

б) полуширина площадки контакта связана с глубиной деформирования для малых деформаций формулой

$$a = \sqrt{2\Delta R}; \quad (2)$$

в) полная сила в контакте

$$P = 2\sigma_{cp} ab, \quad (3)$$

где  $\sigma_{cp}$  – средние напряжения;  $b$  – длина площадки контакта.

1. Пусть напряжения распределены по закону косинуса

$$\sigma = \sigma_m \cos \frac{\pi x}{2a}, \quad (4)$$

где  $\sigma_m$  – максимальные контактные напряжения. Тогда полная сила в контакте

$$P = \sigma_m b \int_0^a \cos \frac{\pi x}{2a} dx = \frac{2}{\pi} \sigma_m ba. \quad (5)$$

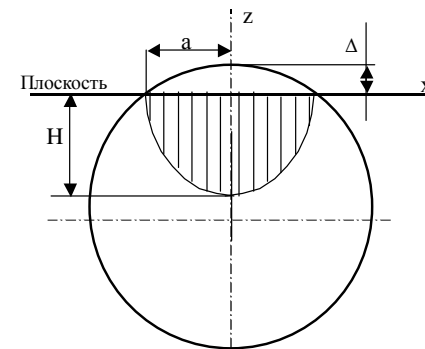


Рисунок – Зона контакта цилиндра с плоскостью

Принимая закон изменения зоны деформирования по тому же косинусу

$$H = H_0 \cos \frac{\pi x}{2a}, \quad (6)$$

и полагая, что на границе полуширины площадки контакта касательная к закону деформирования направлена к центру, установим

$$\frac{\pi H_0}{2a} = \frac{R}{a}, \quad (7)$$

следовательно,

$$H_0 = \frac{2R}{\pi}. \quad (8)$$

Сравнивая формулы для полной силы (3) и (5), имеем

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_m}{\pi}, \quad (9)$$

а подставляя (2) в (3), получим

$$P = bE\sqrt{2\Delta^3/R}, \quad (10)$$

откуда

$$\Delta = \sqrt[3]{\frac{P^2 R}{2b^2 E^2}}, \quad (11)$$

и тогда

$$\sigma_m = \sqrt[3]{\frac{P^2 E}{2b^2 R^2}} = 0.8413 \sqrt[3]{\frac{P^2 E}{b^2 R^2}}. \quad (12)$$

2. Если принять закон распределения напряжений по параболе

$$\sigma = \sigma_m \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right), \quad (13)$$

то

$$H_0 = \frac{R}{2} \quad (14)$$

и

$$\sigma_m = \frac{a^2 E}{R^2}, \quad (15)$$

а

$$\sigma_{cp} = \frac{2}{3} \sigma_m. \quad (16)$$

На основании приведенных выше формул

$$P^2 = \frac{16 b^2 R^2 \sigma_m^3}{9 E}, \quad (17)$$

откуда

$$\sigma_m = 0,836 \sqrt[3]{\frac{P^2 E}{b^2 R^2}}. \quad (18)$$

Отличие формул (12) и (18) состоит в различии коэффициентов 0,841 и 0,836, что составляет менее 0,1%. Путем сравнения напряжений для заданных параметров передачи можно установить целесообразность применения того или иного вида зацепления.

#### **Выводы:**

1. Определение контактных напряжений по приведенным формулам соотношением радиусов кривизны контактирующих поверхностей не ограничено.

2. Полученные формулы требуют экспериментальной проверки.

**Список литературы:** 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.  
2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с.  
3. Павлов А.И., Вербицкий В.И. Геометрическое моделирование зоны контакта при взаимодействии двух упругих цилиндров // Зб. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків: Харк. держ. акад. техн. та орган. харч, 2006. – Вип.15. – С.95-99.

*Поступила в редколлегию 03.05.12*

УДК 629.12:534.836

**А.П. ПОПОВ**, д.т.н., проф., зав. каф. МКМ НУК им. адм. Макарова, Николаев;  
**Ю.Н. КИПРЕЕВ**, к.т.н., профессор каф. МКМ НУК

#### **ВИБРАЦИЯ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Выполнен сравнительный анализ уровней вибрационной активности движущегося контакта пар зубьев нормального прямозубого зацепления с модификациями "глубокого" профиля и зацепления колес с двумя и более смещенными венцами. Показано, что более эффективными возможностями для снижения уровней вибрации обладают передачи с зацеплениями колес со смещенными относительно друг друга венцами.