

Чернець М.В.,*
Ярема Р.Я.**

*Дрогобицький державний педагогічний
університет ім. І.Франка,

**Львівський локомотиворемонтний завод

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ЗНОШУВАННЯ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ З ЕВОЛЬВЕНТНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ

Черв'ячні передачі знаходять широке застосування у машинобудуванні як передачі, що забезпечують суттєву зміну величини крутного моменту та частоти обертання. Їх характерною особливістю є низький коефіцієнт корисної дії, зумовлений тим, що передача силового потоку в передачі проходить при терті ковзання. Цей вид тертя також призводить до зношування елементів вищої кінематичної пари, внаслідок якого зростає динамічність роботи передачі. Тому, в загальному, при проектуванні передачі необхідно було б також проводити прогнозну оцінку її довговічності, виходячи з прийнятого допустимого зношування зубів черв'ячного колеса. Авторами на основі відомої [1] узагальненої методології дослідження кінетики зношування при терті ковзання розроблено метод, що дозволяє провести розв'язок вказаної трибоконтактної задачі для черв'ячної передачі. Цей же підхід раніше було використано для розрахунку зношування зубів циліндричних передач [2, 3].

Математична модель зношування при терті ковзання

У черв'ячній передачі між витками черв'яка та зубами черв'ячного колеса при передачі крутного моменту реалізується тертя ковзання в умовах забезпечення гарантованого мащення відповідного виду оливами. У режимі граничного тертя контактуючі елементи передачі будуть захищені від прискореного зношування та задирання і виходу її з ладу. Дослідження авторів підтверджують можливість застосування відомої в літературі [1] методології дослідження кінетики зношування матеріалів в умовах граничного тертя ковзання.

Кінетика зношування у трибосистемі ковзання описується системою лінійних диференціальних рівнянь:

$$\frac{1}{v_j} \frac{dh_{kj}}{dt} = \Phi_k^{-1}(\tau), \quad k = 1; 2, \quad (1)$$

де v – швидкість ковзання у j -ій точці спряження елементів вищої кінематичної пари черв'як – зуби черв'ячного колеса;

h_k – лінійні зношування контактуючих елементів, що входять у зачеплення;

t – тривалість зношування;

$\Phi(\tau)$ – характеристична функція зносостійкості матеріалів у трибопарі та прийнятих умовах тертя;

τ – питома сила тертя, рівень якої однозначно визначає швидкість зношування матеріалів;

k – нумерація елементів кінематичної пари (1 – черв'як, 2 – черв'ячне колесо).

Згідно [2] аналітично функція $\Phi(\tau)$ описується співвідношенням:

$$\Phi_k(\tau) = C_k \left(\tau_{sk} / \tau \right)^{m_k}, \quad (2)$$

де C, m – показники зносостійкості матеріалів у вибраній парі та умовах зношування, які визначаються за результатами експериментальних досліджень у відповідності до методики [1];

$\tau_{sk} \approx 0,35\sigma_{sk}$ – границя міцності на зріз (зсув) зношуваних матеріалів;

σ_s – границя міцності при розтягу.

Питома сила тертя розраховується за умов кулонівського тертя:

$$\tau_j = fp_j, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання;

p_j – максимальні контактні тиски, які обчислюються за формулою Герца у залежності від пар зачеплень w витків черв'яка з зубами колеса так:

$$p_{j \max}^{(w)} = 0,564 \sqrt{N' / w \theta p_j b}, \quad (4)$$

де N' – сила, що виникає у зачепленні;

$\theta = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2$ – модуль Кірхгофа;

μ_k, E_k – коефіцієнти Пуасона та модулі Юнга матеріалів черв'ячної передачі;

b_2 – ширина черв'ячного колеса;

ρ_j – зведений радіус кривизни у j -ій точці зачеплення.

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}. \quad (5)$$

Відповідно радіуси кривизни ρ_{1j} профілів витків евольвентного черв'яка та зубів черв'ячного колеса ρ_{2j} обчислюються за такими виразами:

$$\rho_{1j} = -\frac{r_b \operatorname{tg} \alpha_{cj}}{\cos^3 \alpha_{pxj} \operatorname{tg} \gamma_b \cos^2 (\alpha_{cj} + \varepsilon_j)}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{1j} r_2 \sin \alpha_{pxj} + \rho_{1j} e_{pAj} - e_{pAj}^2}{r_2 \sin \alpha_{pxj} + \rho_{1j} - e_{pAj}}. \quad (6)$$

Координата x змінюється в межах висоти витка черв'яка $x_A \langle x \langle x_B$. Відповідно:

$$x_A = r_{f_1} + 0,2m, \quad x_B = r_{a_1}. \quad (7)$$

Після обчислень слід цей відрізок поділити на рівні кроки з точками $x_A = j_A = j_1, x_2 = j_2, x_3 = j_3, \dots, x_B = j_n = j_B$.

Геометрія зачеплення

Геометричні параметри черв'ячної передачі (рис. 1) обчислюються за такими залежностями:

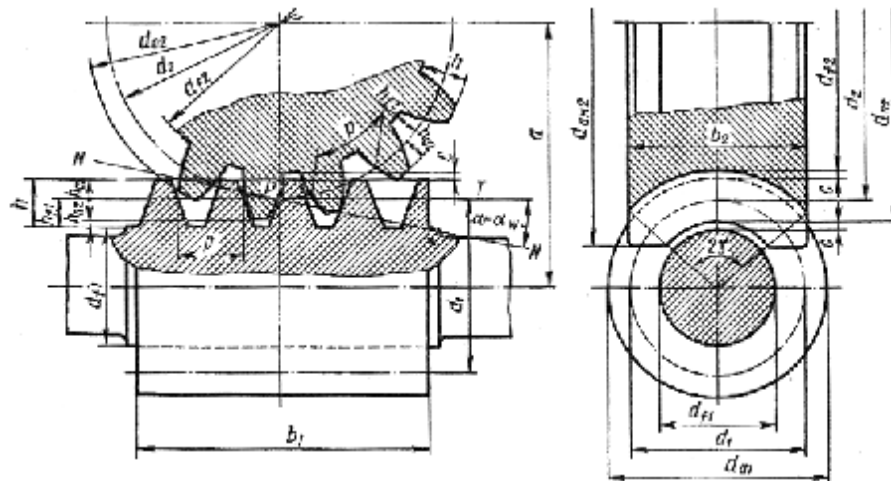


Рис. 1 – Схема черв'ячної передачі

$$r_{f_1} = 0,5(d_1 - 2h_{f_1}), h_{f_1} = 1,2m \text{ (при } \gamma \leq 15^\circ), h_{f_1} = 1,2m_n \text{ (при } \gamma > 15^\circ);$$

$$\operatorname{tg} \gamma = m z_1 / d_1, \quad d_1 = qm;$$

$$r_{a_1} = 0,5(d_1 + 2h_{a_1}), h_{a_1} = m \text{ (при } \gamma \leq 15^\circ), h_{a_1} = m_n \text{ (при } \gamma > 15^\circ);$$

$$r_2 = 0,5z_2 m, \quad r_2 = 0,5d_2, \quad z_2 = uz_1, \quad q = 2(1 + \sqrt{z_2});$$

$$r_b = 0,5d_1 \cos \alpha_c, \quad \operatorname{tg} \alpha_c = \operatorname{tg} \alpha_n / \sin \gamma, \quad \alpha_n = \alpha = 20^\circ;$$

$$\alpha_{cj} = \arctg \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b}, \quad \alpha_{pxj} = \arctg \left(-\operatorname{tg} \gamma_b \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{x} \right);$$

$$\operatorname{tg} \gamma_b = \frac{mz_1}{d_1 \cos \alpha_c}, \quad \varepsilon_j = \frac{180}{\pi} \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b};$$

$$e_{pAj} = \frac{r_1 - x}{\sin \alpha_{pxj}}, \quad r_1 = 0,5d_1, \quad b = 2m\sqrt{q+1},$$

де r_{f_1} – радіус кола впадин черв'яка;

d_1 – ділительний діаметр черв'яка;

h_{f_1} – висота основи витка черв'яка;

m – осьовий модуль зачеплення;

$m_n = m \cos \gamma$ – нормальний модуль зачеплення;

γ – кут підйому гвинтової лінії витків черв'яка;

z_1 – кількість заходів черв'яка;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка;

r_{a_1} – радіус кола виступів витків черв'яка;

h_{a_1} – висота головки витка черв'яка;

d_2 – ділительний діаметр черв'ячного колеса;

z_2 – кількість зубів черв'ячного колеса;

u – передавальне відношення передачі;

r_b – радіус основного кола витків черв'яка;

α_c – торцевий кут зачеплення;

$\alpha_n = \alpha$ – кут зачеплення;

α_{cj} – торцевий кут зачеплення для j -ої точки;

γ_b – кут нахилу лінії зуба на ділительному циліндрі;

ε – кутова координата для кожного кроку (град) ;

e_{pA} – відстань j -ої точки контакту від полюса зачеплення.

Швидкість ковзання

Сумарна швидкість ковзання:

$$v_j = \sqrt{(v'_j)^2 + (v''_j)^2}, \quad (8)$$

де v'_j – швидкість ковзання, що виникає при обертанні черв'яка;

v''_j – швидкість ковзання точки контакту, що належить одночасно черв'ячному колесу та витку черв'яка.

Відповідно з аналізу геометричних залежностей:

$$v'_j = \frac{\omega_1 x}{\cos \gamma_A}, \quad (9)$$

де $\operatorname{tg} \gamma_A = mz_1 / 2x$;

$\omega_1 = \pi n_1 / 30$ – кутова швидкість черв'яка;

n_1 – число обертів вала - черв'яка.

$$\mathbf{v}_j'' = e_{pAj} \boldsymbol{\omega}_2, \quad \boldsymbol{\omega}_2 = \boldsymbol{\omega}_1 / u. \quad (10)$$

Слід зазначити, що домінуючий вплив на результуючу швидкість ковзання виявляє швидкість \mathbf{v}' . Модуль швидкості \mathbf{v}'' має суттєво менші величини тому, що $\boldsymbol{\omega}_2$ значно менше $\boldsymbol{\omega}_1$. Обидва вектори швидкості \mathbf{v}' та \mathbf{v}'' знаходяться у площині, дотичній до контактуючих профілів у миттєвій точці їх співдотику.

Лінійне зношування зубів черв'ячного колеса

Розділяючи змінні у рівнянні (1), після його диференціювання та врахування функції (2) і залежності (3), (4) за умови незмінності контактних тисків при зношуванні отримано наступну формулу для визначення лінійного зношування зубів на протязі вибраного часу трибоконтактної взаємодії:

$$h_{2j}' = \frac{v_j t_j' \left(f p_{j \max}^{(w)} \right)^{m_2}}{C_2 (\tau_{s2})^{m_2}}, \quad (11)$$

де $t_j' = 2b_j / v_j$ – час трибоконтакту спряжених профілів у j -их точках на шляху тертя, що рівний ширині площадки контакту $2b_j^{(w)}$.

Згідно формули Герца:

$$2b_j^{(w)} = 2,256 \sqrt{\Theta N' \rho_j / bw}.$$

Зношування зубів черв'ячного колеса протягом однієї години роботи передачі обчислюється так:

$$\bar{h}_{2j} = 60 n_2 h_{2j}', \quad n_2 = n_1 / u, \quad (12)$$

де n_2 – кількість обертів черв'ячного колеса за хвилину.

Якщо ж необхідно обчислити ресурс роботи t_* передачі при заданому допустимому зношуванні h_{2*} зубів, то це проводиться за формулою:

$$t_* = \left(h_{2*} / \bar{h}_{2j} \right). \quad (13)$$

Зусилля у зачепленні

Його обчислюється відомим чином:

$$N' = \frac{F_{t_1}}{\cos \alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')}, \quad (14)$$

де $F_{t_1} = 2T / d_1$ – колова сила на черв'яку;

$\rho' = \arctg(f / \cos \alpha)$ – кут тертя;

$T = 9550 \cdot 10^3 N / n_1$ (Нмм);

N – передавана потужність.

Числовий розв'язок

Обчислення довговічності зубів черв'ячного колеса проведено при наступних вихідних даних: $N = 3,5$ кВт, $n_1 = 1410$ об/хв, $m = 6$ мм, $z_1 = 2$, $u = 25,5$, $\alpha_n = 20^\circ$, $b = 36$ мм, $f = 0,05$, $q = 8$; черв'як – сталь 45 гартування (HRC 50), для якої $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$; вінець черв'ячного колеса – бронза ОЦС 6-6-3, для якої $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,34$; $C_2 = 7,6 \cdot 10^6$, $m_2 = 0,88$; $\tau_{s2} = 75$ МПа; $h_{2*} = 0,5$ мм; для $j = 1$: $x = 18$ мм, $j = 2$: $x = 21$ мм, $j = 3$: $x = 24$ мм, $j = 4$: $x = 27$ мм, $j = 5$: $x = 30$ мм.

На рис. 2 подано ресурс передачі $t_{* \min}$, при якому досягається прийняте значення $h_{2* \max} = 0,1 \dots 0,5$ мм для двопарного та трипарного зачеплення. При трипарному зачепленні ресурс зростає на 46,4 %.

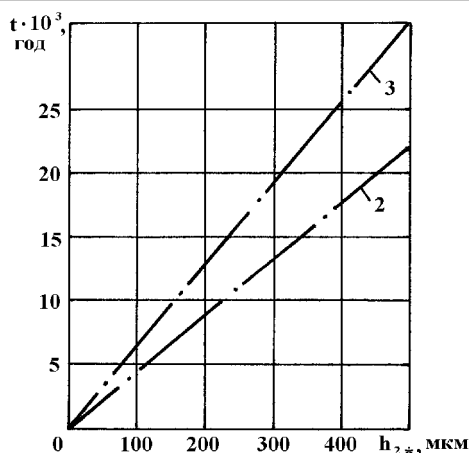


Рис. 2 – Залежність ресурсу передачі від допустимого зношування:
2 – двопарне зачеплення, 3 – трипарне зачеплення

Відповідно проведено оцінку зміни величини максимальних контактних тисків (рис. 3) та швидкостей ковзання (рис.4) по висоті витка черв'яка.

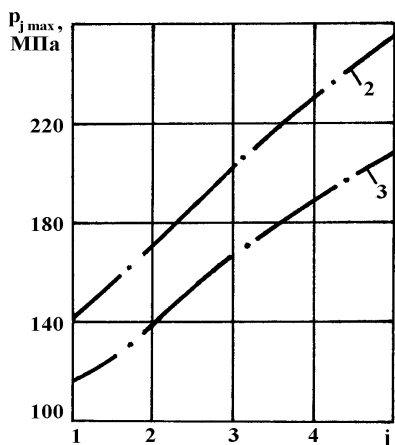


Рис. 3 – Контактні тиски у j-их точках

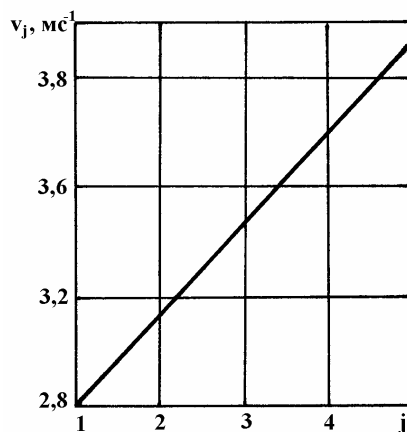


Рис. 4 – Швидкості ковзання у j-их точках

Висновки

1. На основі відомої математичної моделі зношування при терті ковзання розроблено модель оцінки довговічності черв'ячної передачі з евольвентним черв'яком.
2. Проведено чисельну оцінку довговічності черв'ячної передачі.
3. Досліджено зміну контактних тисків і швидкості ковзання по висоті витка черв'яка.

Література

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
2. Чернец М.В., Келбінські Є. Прогнозування довговічності зубчастих передач // Проблеми трибології. – 2001. – № 3-4. – С. 151-159.
3. Чернец М.В., Келбінські Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Проблеми трибології. – 2004. - № 4. – С. 104-112.

Надійшла 15.01.2011