

М. В. Чернець, В. В. Береза

Метод розрахунку довговічності та зношування конічних евольвентних зубчастих передач

(Представлено членом-кореспондентом НАН України О. Є. Андрейківим)

Подано новий розрахунковий метод для оцінки довговічності та зношування конічних евольвентних зубчастих передач з прямими та косими зубами. Проведено числовий розв'язок задачі з визначення ресурсу передачі.

Конічні зубчасті передачі знаходять широке застосування у машинобудуванні при передаванні силового потоку між валами, осі яких перетинаються. Як відомо з практики, основною причиною виходу з ладу зубчастих передач є зношування зубів внаслідок проковзування. Однак для вказаного виду передач відсутні методи оцінки їх зношування і довговічності. Нижче наводиться новий розрахунковий метод, що базується на узагальненій методології дослідження кінетики зношування трибосистем ковзання [1] та методі оцінки зношування циліндричних зубчастих передач [2–5].

1. Математична модель кінетики зношування. В умовах тертя ковзання (проковзування при коченні) кінетика зношування трибосистеми описується системою лінійних диференціальних рівнянь [1]

$$\frac{1}{v} \frac{dh_k}{dt} = \Phi_k^{-1}(\tau), \quad k = 1, 2, \quad (1)$$

де v — швидкість ковзання; h — лінійне зношування; t — час зношування; $\Phi(\tau)$ — характеристична функція зносостійкості матеріалів у прийнятій парі тертя при заданих умовах тертя — базовий інтегральний параметр моделі; k — нумерація елементів трибосистеми; $\tau = fp$ — питома сила тертя за законом Кулона; f — коефіцієнт тертя ковзання; p — контактний тиск.

Експериментальні значення функції зносостійкості $\Phi_i(\tau_i)$ апроксимуються співвідношенням

$$\Phi_k(\tau) = C_k \left(\frac{\tau_S}{\tau} \right)^{m_k}. \quad (2)$$

Тут C_k, m_k — характеристики зносостійкості матеріалів трибопари для вибраних умов; $\tau_S = \sigma_{0,2}/2$ — границя міцності матеріалів на зріз; $\sigma_{0,2} = 0,7\sigma_a$ — умовна границя пластичності досліджуваного матеріалу при розтягу; σ_a — границя його міцності на розтяг.

Дослідні значення функції зносостійкості $\Phi_i(\tau_i)$ матеріалів зубів за результатами трибоекспериментальних досліджень знаходяться так:

$$\Phi_i(\tau_i) = \frac{L}{h_i}, \quad (3)$$

де h_i — дослідні величини лінійного зношування зразків матеріалів; $L = vt$ — шлях тертя; i — ступені навантаження.

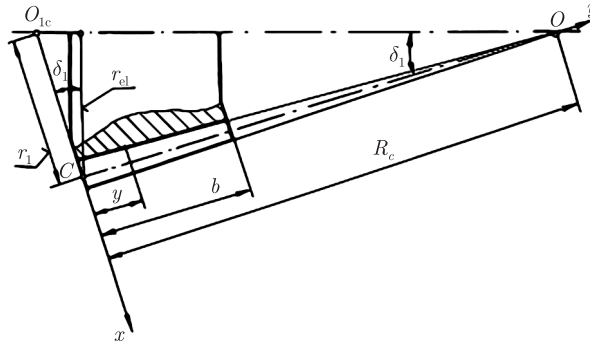


Рис. 1. Параметри конічного колеса

2. Функція лінійного зношування зубів. З урахуванням (2) після розділення змінних та інтегрування системи (1) за умови $\tau = fp = \text{const}$ одержуємо, що лінійне зношування h'_{kj} зубів конічної передачі у довільній точці їх робочих профілів протягом певного часу трибоконтакту t'_j при однопарному зачепленні розраховується за формулою

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j \max})^{m_k}}{C_k (0,35\sigma_a)^{m_k}}, \quad (4)$$

де $v_j = v$ — швидкість ковзання у j -х точках бокових поверхонь зубів; $t'_j = 2b_j/v_0$ — час трибоконтакту зубів протягом переміщення j -ї точки їх співдотику по ширині площадки контакту по контуру зуба; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha$ — швидкість переміщення точки контакту по контуру зуба; ω_1 — кутова швидкість шестерні; $r_1 = r_{1x} = z_1 m_n / \cos \beta$ — дільний радіус шестерні (рис. 1), який залежить від координати y по довжині зуба; $\alpha = 20^\circ$ — кут зачеплення.

Зношування зубів протягом заданого ресурсу роботи t^* передачі встановлюється так:

$$h_{kj} = 60 n_k h'_{kj} t^*, \quad (5)$$

де n_k — кількість обертів зубчастих коліс.

Ресурс передачі при заданому граничному зношуванні h_{k*} зубів

$$t = \frac{h_{k*}}{h_{kj}}. \quad (6)$$

Максимальні контактні тиски $p_{j \max}$ та ширина площадки контакту $2b_j$ в j -й точці обчислюються за формулами Герца

$$p_{j \max} = 0,564 \sqrt{\frac{N'}{\theta \rho_j}}, \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N' \rho_j}, \quad (7)$$

де $N' = N/bw$; $N = T_{\text{ном}} K_g / r_1 \cos \alpha$ — сила у зачепленні; $T_{\text{ном}} = 9550 P_a / n_1$ — номінальний крутний момент; P_a — потужність на ведучому валі; n_1 — кількість обертів ведучого вала; K_g — коефіцієнт динамічності; $\theta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$; E , μ — модулі Юнга та коефіцієнти Пуассона матеріалів зубів; b — ширина вінця конічного колеса; w — число пар зачеплень; ρ_j — зведений радіус кривизни робочих профілів зубів.

При розрахунку конічної передачі на міцність проводиться її заміна на еквівалентну циліндричну передачу з середнім нормальним модулем m_{mn} зачеплення та відповідними йому геометричними розмірами. По довжині зуба конічного колеса (див. рис. 1) його модуль є змінним $m_{\max} \leq m_{mn} \leq m_{\min}$. Тому при розрахунку зношування зубів конічної передачі по їх довжині буде використано низку еквівалентних циліндричних передач з торцевим, середнім та внутрішнім модулем. Відповідні методи розрахункової оцінки зношування зубів та довговічності циліндричних прямозубих та косозубих передач розроблено у [2–5].

Відповідно для косозубих конічних передач торцевий модуль зачеплення

$$m_{te} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta} + \frac{b \sin \delta_1}{z_{1K}}. \quad (8)$$

Торцевий модуль зачеплення вздовж зуба конічного колеса у наступних розрахункових перерізах y

$$m_t = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te}, \quad (9)$$

де β — кут нахилу зубів; b — довжина зубів; y — координата розрахункового перерізу зуба (рис. 1).

Нормальний модуль зачеплення вздовж зуба конічного колеса у розрахункових перерізах

$$m_n = m_t \cos \beta = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te} \cos \beta. \quad (10)$$

Геометричні розміри та параметри косозубих конічних коліс:

середні діаметри — $d_{m1} = m_{nm} z_{1K} / \cos \beta$, $d_{m2} = m_{nm} z_{2K} / \cos \beta$;

кількість зубів — z_{1K} , z_{2K} ;

передаточне відношення — $u_K = z_{2K} / z_{1K}$;

довжина твірної ділільних конусів — $R_e = R_m + 0,5b$;

середня довжина твірної ділільних конусів — $R_m = d_{m1} / 2 \sin \delta_1$;

кути ділільних конусів — $\operatorname{tg} \delta_1 = u_K^{-1}$, $\operatorname{tg} \delta_2 = u_K$;

ширина зубчастого вінця — $b = R_m \psi / (1 - 0,5\psi)$, $\psi = 0,25\text{--}0,26$.

Параметри циліндричних еквівалентних коліс:

кількість зубів — $z_1 = z_{1K} / \cos \delta_1$, $z_2 = z_{2K} / \cos \delta_2$;

передаточне відношення — $u = z_2 / z_1 = u_K^2$.

Методика визначення геометричних параметрів еквівалентних прямозубих і косозубих циліндричних передач та швидкостей ковзання v_j у вибраних точках зачеплення подана у [2–5].

Приклад. Розрахункова оцінка довговічності зубчастих коліс передачі при двопарному зачепленні проведена при таких вихідних даних: $z_{1K} = 21$; $z_{2K} = 74$; $m_n = 5$ мм; $m_{nm} = 4,35$ мм (як і середній модуль у прямозубій передачі); $\beta = 0^\circ$; 25° ; $u_K = 3,52$; $n_1 = 750$ об/хв; $P_{\bar{a}} = 20$ кВт; $f = 0,07$; $b = 50$ мм; матеріали коліс — шестерня — сталь 38 ХМЮ азотування, 58 HRC; $\sigma_{\bar{a}} = 1040$ МПа, $\sigma_{0,2} = 730$ МПа, $\tau_{S1} = 365$ МПа, $C_1 = 3,5 \cdot 10^6$, $m = 2$; колесо — сталь 40Х об'ємне гартування, 53 HRC, $\sigma_{\bar{a}} = 981$ МПа, $\sigma_{0,2} = 690$ МПа, $\tau_{S2} = 345$ МПа, $C_2 = 0,17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,5$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$; олива осьова СТ — 20 з антизношувальною присадкою з кінематичною в'язкістю $v_{+50^\circ} \approx 15$ сСт; $h_{k*} = 0,3$ мм.

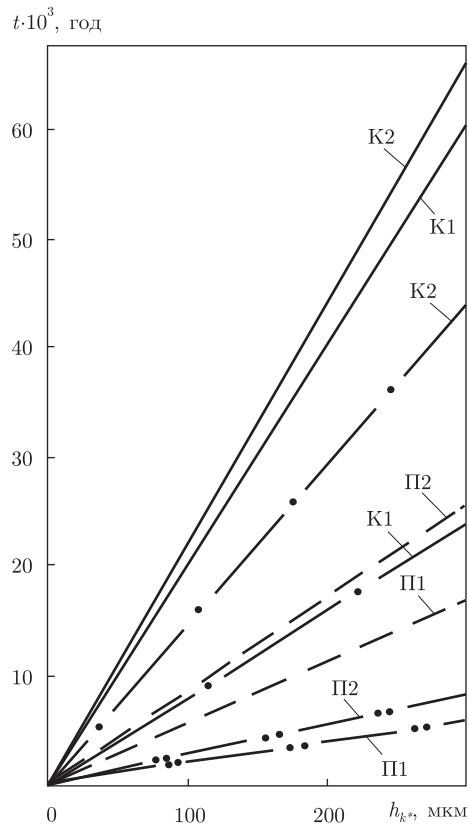


Рис. 2. Довговічність зубів передач: суцільні лінії — косозуба передача ($y = 0$), штрихпунктирні одноточкові — косозуба ($y = b$); штрихові — прямозуба ($y = 0$), штрихпунктирні двоточкові — прямозуба ($y = b$); K1 — косозуба шестерня, K2 — косозубе колесо; П1 — прямозуба шестерня, П2 — прямозубе колесо

Відповідно на рис. 2 наведено довговічність зубів коліс (прямозубих і косозубих) для прийнятого допустимого зношування h_{k*} на вході в зачеплення ($j = 0$) вершини зуба з основою зуба колеса.

Аналіз одержаних результатів свідчить про значний вплив нахилу зубів на зростання довговічності передач. Зуби зношуються найменше в торцевому перерізі вінця, де модуль зачеплення є найбільшим.

1. Андрейкив А. Е., Чернец М. В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. — Киев: Наук. думка, 1991. — 160 с.
2. Чернец М., Келбінські Є. Прогнозування довговічності зубчастих передач // Пробл. трибології. — 2001. — № 4. — С. 151–159.
3. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / Під заг. ред. М. В. Чернеця. — Дрогобич: Вимір, 2002. — 128 с.
4. Чернец М. В., Келбінські Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Пробл. трибології. — 2004. — № 3. — С. 104–112.
5. Чернец М., Келбінські Ю. Вплив нахилу зубів косозубих циліндричних передач на трибомеханічні, силові та кінематичні характеристики // Там само. — 2006. — № 4. — С. 3–7.

Дрогобицький державний педагогічний
університет ім. Івана Франка

Надійшло до редакції 02.02.2009

M. V. Chernets, V. V. Bereza

The calculation method of longevity and durability of conic evolvent clogged gears

A new calculation method for the evaluation of longevity and durability of conic evolvent clogged with straight and oblique cogs has been presented. The numerical solution of the problem of gear resource determination has been realized.