

УДК 539.3: 539.538

МЕТОД ОЦІНКИ ВПЛИВУ КОРИГУВАННЯ І ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА МІЦНІСТЬ. Ч. 1. ДОВГОВІЧНІСТЬ І ЗНОШУВАННЯ

М. В. ЧЕРНЕЦЬ^{1,2}, Р. Я. ЯРЕМА³, Ю. М. ЧЕРНЕЦЬ¹

¹ Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка;

² Люблінський політехнічний інститут, Польща;

³ Львівський локомотиворемонтний завод

Розроблено метод розрахункової сумарної оцінки впливу коригування і зношування зубів на ресурс зубчастих циліндричних передач та контактні напруження. У результаті обчислень встановлено якісні і кількісні закономірності впливу конструкційного (кутового коригування зачеплення) та експлуатаційного (лінійного зношування зубів) чинників. Показано, що за кутового коригування наявний оптимум коефіцієнтів зміщення, за яких ресурс буде максимальним порівняно з некоригованим зачепленням. Встановлено, що реальна тривалість роботи та несуча здатність передачі буде вища за врахування зміни вихідних профілів зубів внаслідок їх зношування.

Ключові слова: евольвентна циліндрична косозуба передача, коригування зубів, зношування, довговічність, контактна міцність.

У машинобудуванні широко застосовують зубчасті передачі зі зміщенням, у результаті чого зростає згинна та контактна міцність зубів, знижується їх зношування і, відповідно, збільшується ресурс передач. Оцінювати вплив коригування під час проектування зубчастих передач на їх згинну і контактну міцність можуть за стандартизованими методами розрахунку [1, 2].

Відомі [3, 4] розрахункові спрощені методи оцінки зношування зубів некоригованих зачеплень евольвентних циліндричних передач, де припускається пропорційність лінійного зношування контактному тиску та шляху тертя, що характерно для абразивного зношування, яке не спостерігають у закритих передачах в умовах граничного мащення. Згідно з методом [5], кінетику абразивного зношування цього ж виду передач досліджують зі застосуванням методу скінчених різниць за циклічно діючою чисельною моделлю. У працях [6–13] з використанням узагальненого закону зношування Архарда, який є інваріантним закону абразивного зношування, для різних видів зубчастих передач подано розрахункові методи.

У працях [14–16] на основі відомої [17, 18] методології дослідження кінетики зношування під час тертя ковзання, як контактної-фрикційної втомного руйнування з нелінійною залежністю зношування від питомої сили тертя, розроблено методи розрахунку зношування та довговічності некоригованих прямозубих та косозубих циліндричних евольвентних передач, які адекватно відображають умови їх роботи під час граничного тертя, характерного для закритих зубчастих передач. Такі ж методи розроблено для конічних передач з евольвентними зубами [19, 20].

Проте на стадії проектування зубчастих передач оцінювання впливу коригування на їх зношування і довговічність за вказаними методами не було можливим. Вперше [21–23] для циліндричних прямозубих і косозубих передач з вико-

Контактна особа: М. В. ЧЕРНЕЦЬ, e-mail: chernets@drohobych.net

ристанням методів [14–16] запропоновано метод триботехнічного розрахунку коригованих передач.

Як відомо, під час експлуатації зуби передач зазнають зношування, внаслідок якого вихідні евольвентні некориговані чи кориговані профілі змінюють радіуси кривини. Це призводить до зниження контактних напружень і, як наслідок, до зменшення зношування та збільшення довговічності. Подано [24] методику врахування впливу зношування зубів на зміну радіусів кривини робочих профілів зубів циліндричної евольвентної передачі без зміщення. Нижче наведено розроблений метод розрахункової оцінки впливу коригування і зношування зубів на ресурс зубчастих циліндричних передач.

Функція лінійного зношування зубів. На базі моделі дослідження кінетики зношування трибосистем ковзання [17] та з використанням методу розрахунку зношування косозубих циліндричних передач [15] отримано функцію лінійного зношування зубів у довільній точці j робочої поверхні у вигляді

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j\max})^{m_k}}{C_k (0,35\sigma_B)^{m_k}}, \quad (1)$$

де h'_{kj} – лінійне одиничне зношування зубів у j -ій точці контакту впродовж змінного часу t'_j ; $t'_j = 2b_j / v_0$ – час зношування зубів під час переміщення j -ої точки їх співдотику по контуру зуба на ширину площадки контакту $2b_j$; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha_t$ – швидкість переміщення точки контакту по контуру зуба; ω_1 – кутова швидкість шестерні; α_t – торцевий кут зачеплення; $k = 1, 2$ – нумерація коліс (1 – шестерня, 2 – зубчасте колесо); $j = 0, 1, 2, 3, \dots, s$ – точки контакту на робочих поверхнях зубів; v_j – швидкість ковзання; $p_{j\max}$ – максимальний контактний тиск у j -ій точці; C_k, m_k – характеристики зносотривкості матеріалів трибопари для вибраних умов; σ_B – границя міцності матеріалу на розтяг.

Максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ та ширини площадки контакту $2b_j$ в кожній точці співдотику визначаємо за формулами Герца

$$p_{j\max} = 0,418 \sqrt{N'\theta/\rho_j}, \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N'\rho_j}, \quad (2)$$

де $N' = N / l_{\min} w$; $N = 9550P / r_1 n_1 \cos \alpha_t$ – сила, що виникає у зачепленні; P – потужність на ведучому валу; l_{\min} – мінімальна довжина контактних ліній у зачепленні; w – кількість пар зачеплень зубів; $\theta = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2$; E, ν – модулі Юнга та коефіцієнти Пуассона матеріалів зубчастих коліс; ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі.

Мінімальна довжина лінії контакту

$$l_{\min} = \frac{b \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{(1 - n_\alpha)(1 - n_\beta)}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \quad \text{при } n_\alpha + n_\beta > 1,$$

$$l_{\min} = \frac{b \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{n_\alpha n_\beta}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \quad \text{при } n_\alpha + n_\beta \leq 1,$$

де b – ширина шестерні; n_α, n_β – дробові частини відповідно коефіцієнтів $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ торцевого і покрокового перекриття передач; коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$;

$$\varepsilon_\alpha = \frac{t_1 + t_2}{t_z}, \quad \varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m}, \quad t_1 = \frac{e_1}{\omega_1 r_{b1}}, \quad t_2 = \frac{e_2}{\omega_1 r_{b1}}, \quad t_z = \frac{2\pi}{z_1 \omega_1},$$

$$e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha_t.$$

Коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ визначає число пар зубів, які одночасно знаходяться у зачепленні. У косозубих передачах $\varepsilon_\gamma > 2$, а у прямозубих $\varepsilon_\gamma = 1, 2, \dots, 1, 8$, де дробова частина вказує на відсоток часу роботи передачі, впродовж якого у зачепленні перебуває дві пари зубів (на вході і на виході із зачеплення).

Параметри некоригованої передачі. Радіуси кривини профілів зубів косозубої передачі (зведений, шестерні, колеса) [15]

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j} \rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad \rho_{1j} = \frac{\rho_{t1j}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{t2j}}{\cos \beta_b}, \quad (3)$$

$$\beta_b = \arctg(\tg \beta \cos \alpha_t), \quad \alpha_t = \arctg\left(\frac{\tg \alpha}{\cos \beta}\right),$$

$$\rho_{t1j} = r_{b1} \tg \alpha_{t1j}, \quad \rho_{t2j} = r_2 \sqrt{\left(r_{2j}/r_2\right)^2 - \cos^2 \alpha_t},$$

$$\alpha_{t1j} = \arctg(\tg \alpha_{t10} + j \Delta \varphi), \quad \alpha_{t2j} = \arccos\left[\left(r_2/r_{2j}\right) \cos \alpha_t\right],$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t, \quad r_1 = m z_1 / 2 \cos \beta, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t, \quad r_2 = m z_2 / 2 \cos \beta,$$

$$\tg \alpha_{t10} = (1 + u) \tg \alpha_t - \frac{u}{\cos \alpha_t} \sqrt{\left(r_{20}/r_2\right)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad r_{20} = r_{a2} - r, \quad r_{a2} = r_2 + m,$$

$$r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_{1j}^2 - 2 a r_{1j} \cos(\alpha_t - \alpha_{t1j})}, \quad r_{1j} = r_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{t1j},$$

$$a = (z_1 + z_2) m / 2 \cos \beta, \quad \alpha_{t1s} = \arctg \sqrt{\left(r_{1s}/r_1\right)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad r_{1s} = r_{a1} - r, \quad r_{a1} = r_1 + m,$$

$$\tg \alpha_{t2s} = \left(1 + u^{-1}\right) \tg \alpha_t - \frac{1}{u \cos \alpha_t} \sqrt{\left(r_{1s}/r_1\right)^2 - \cos^2 \alpha_t},$$

де β – кут нахилу зубів; r_1, r_2 – відповідно радіуси ділительних кіл шестерні і колеса; $\Delta \varphi$ – кут повороту (вибраний) зубів шестерні з точки початкового контакту (т.0) в т. 1 і т. д.; u – передаточне відношення передачі; m – модуль зачеплення; $r = 0, 2m$ – радіус заокруглення вершин зубів; z_1, z_2 – числа зубів коліс; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; $\alpha_{t10}, \alpha_{t1s}$ та $\alpha_{t20}, \alpha_{t2s}$ – кути, що вказують розташування першої і останньої точок зачеплення зуба шестерні та зуба колеса на лінії зачеплення, відповідно.

Швидкість ковзання v_j обчислюємо за формулою

$$v_j = \omega_1 r_{b1} \left(\tg \alpha_{t1j} - \tg \alpha_{t2j}\right). \quad (4)$$

Довговічність некоригованої передачі. Ресурс передачі для заданого допустимого зношування h_{k*} зубів обчислюємо так:

$$t^* = h_{k*} / \bar{h}_{kj}, \quad (5)$$

де $\bar{h}_{kj} = 60 n_k h'_{kj}$ – лінійне зношування зубів у вибраних точках на боковій поверхні впродовж 1 h роботи передачі; n_k – кількість обертів коліс.

Коригування зачеплення. Зубчасті передачі зі зміщенням дають можливість в першу чергу усунути підрізання зубів внаслідок використання вигідніших для цієї передачі ділянок евольвенти порівняно з нормальним евольвентним зачепленням. Крім того, застосування зубчастих зачеплень зі зміщенням призводить не лише до підвищення згинної міцності зубів, а й до зростання їх несучої здатності внаслідок зниження контактних напружень, а також до зменшення зношування.

На практиці застосовують два види коригування профілю зубів: висотне і кутове. Під час коригування відбувається зміщення (додатне чи від'ємне) профілю відносно вихідного (некоригованого) контуру зубів коліс на певну відстань ξ , яке характеризується коефіцієнтами зміщення x_1 (шестерня) та x_2 (зубчасте колесо). Відповідно зміщення інструмента під час нарізання зубів

$$\xi = xm.$$

Висотне коригування. Коефіцієнти зміщення $x_1 = -x_2$; сумарний коефіцієнт $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$; міжосьова відстань $a = r_1 + r_2$ та торцевий кут зачеплення α_t такі ж, як і у передачі без зміщення.

Радіуси виступів зубів

$$r_{a1} = r_1 + (1 + x_1)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1 + x_2)m. \quad (6)$$

Всі інші параметри передачі такі ж, як у некоригованій передачі.

Кутове коригування. Коефіцієнти зміщення $x_1 \neq x_2$ (як правило, $x_1 > 0$, $x_2 > 0$); сумарний коефіцієнт $x_\Sigma > 0$; міжосьова відстань $a_w = r_{w1} + r_{w2} > a$; коригований кут зачеплення $\alpha_w > \alpha_t$ на початковому колі.

Відповідно початкові радіуси шестерні і колеса

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}, \quad r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}, \quad (7)$$

$$r_{a1} = r_1 + (1 + x_1 - K)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1 + x_2 - K)m, \quad (8)$$

де коефіцієнт зменшення висоти головок зубів

$$K = \frac{a - a_w}{m} + x_\Sigma, \quad (9)$$

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_t)(z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (10)$$

На практиці використовують кілька способів розкладу x_Σ :

1) обернено пропорційний (додатне коригування $x_\Sigma > 0$)

$$x_1 = \frac{z_2}{z_1 + z_2} x_\Sigma, \quad x_2 = x_\Sigma - x_1;$$

2) прямо пропорційний (від'ємне коригування $x_\Sigma < 0$)

$$x_1 = \frac{z_1}{z_1 + z_2} x_\Sigma, \quad x_2 = x_\Sigma - x_1;$$

3) рівний ($z_1 \approx z_2$)

$$x_1 = x_\Sigma / 2, \quad x_2 = x_1;$$

4) на одне колесо $|x_\Sigma| < 0,3$

$$x_1 = x_\Sigma, \quad x_2 = 0.$$

За відомої дійсної (необхідної) міжосьової відстані коригований кут зачеплення α_w

$$\alpha_w = \arccos \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t. \quad (11)$$

За заданого $x_\Sigma = x_1 + x_2$ коригований кут зачеплення α_w такий:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = 2 \operatorname{tg} \alpha \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t, \quad (12)$$

а дійсну міжосьову відстань обчислюємо так:

$$a_w = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}. \quad (13)$$

Для цього коригування слід здійснити заміну a , α_t , r_1 , r_2 на a_w , α_w , r_{w1} , r_{w2} у таких співвідношеннях:

$$\begin{aligned} N &= 9550P / r_{w1} n_1 \cos \alpha_w, \\ \operatorname{tg} \alpha_{t10} &= (1 + u) \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{u}{\cos \alpha_w} \sqrt{(r_{20} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ \alpha_{t1s} &= \operatorname{arctg} \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \quad \rho_{t2j} = r_{w2} \sqrt{(r_{2j} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ r_{2j} &= \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2a_w r_{1j} \cos(\alpha_w - \alpha_{t1j})}, \quad r_{1j} = r_{w1} \cos \alpha_w / \cos \alpha_{t1j}, \\ \operatorname{tg} \alpha_{t2s} &= (1 + u^{-1}) \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{1}{u \cos \alpha_w} \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ \alpha_{t2j} &= \arccos \left[(r_{w2} / r_{2j}) \cos \alpha_w \right], \\ e_1 &= \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_w, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_w. \end{aligned}$$

Зміна кривини профілів зубів під час зношування. Під час роботи зубчастотої передачі внаслідок зношування зубів початкові радіуси кривин ρ_{1j} , ρ_{2j} їх робочих профілів та, відповідно, зведений радіус кривини ρ_j зростатимуть. Запропоновано [24] методику врахування зміни вихідних радіусів кривини, згідно з якою

$$\rho_{kjh} = \rho_{kj} + D_{jk} \sum_{n=1}^n K_{kjn}^{-1}, \quad (14)$$

де $n = n_k = 1, 2, 3, \dots$ – кількість обертів коліс; $k = 1; 2$ – нумерація коліс; $D_{jk} = K_{kj}^2$ – безрозмірні сталі в кожній точці j контакту, які можна припустити спрощено незалежними від лінійного зношування зубів коліс або ж залежними від нього.

Зміна кривини профілів зубів внаслідок зношування впродовж кожної окремої взаємодії

$$K_{kj} = 8h'_{kj} / l_{kj}^2. \quad (15)$$

Оскільки зношування зубів під час роботи передачі спричиняє зміну початкових радіусів кривини, то значення h'_{kj} обчислюють в кожному наступному обер-

ті за час $t'_{jh} = 2b_{jh} / v_0$, а змінну ширину площадки контакту $2b_{jh}$ у $n_k - 1$ оберті розраховують, враховуючи вираз (2). Довжина хорди кола, що заміняє евольвенту між точками $j - 1, j + 1$, $l_{kj} = 2\rho_{kjh} \sin \varepsilon_{kjh} = \text{const}$ для вибраного j . Відповідно

$$\varepsilon_{kjh} = S_{kj} / \rho_{kjh} - \text{кут між точками } j \text{ та } j + 1; S_{kj} = \left| \frac{mz_k}{4} \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_{kj}} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_{k,j+1}} \right) \cos \alpha \right|$$

– довжина евольвенти між точками $j, j + 1$; α_j, α_{j+1} – кути зачеплення для вибраних точок евольвенти $j, j + 1$ [24].

У результаті досліджень встановлено, що цю методику можна застосовувати за максимально допустимого зношування h_{k*} зубів у межах 0,5 мм. Тому для більшого допустимого зношування, яке є в передачах з великим модулем зубів, розроблено модифіковану методику. Тут зміну вихідних радіусів кривини встановлюють так:

$$\rho_{kjh} = \rho_{kj} + E_k \sum_{B_1}^{B_{\max}} D_{kjB} K_{kjB}^{-1}, \quad (16)$$

де B – кількість обертів коліс (блок циклів взаємодії зубів [24]), за яких умови контакту і їх лінійні зношування приймають незмінними; тривалість блоку можна вибрати так: $B = 1$ – один оберт, $B = n_1 \text{ rev/min}$, $B = n_1 \text{ rev/h}$, $B = n_1 \text{ rev/10 h}$, $B = n_1 \text{ rev/100 h}$ тощо; B_1 та B_{\max} – відповідно перший та останній блоки обчислень; E_k – безрозмірні сталі, що не змінюються під час зношування зубів, а їх значення вибирають залежно від їх допустимого зношування h_{k*} ; $D_{kjB} = K_{kjB}^2$ – безрозмірна стала, значення якої є постійні у блоці, однак зазнають зміни від блоку до блоку; $K_{kjB} = 8 \sum_{1}^B h'_{kjn} / l_{kj}^2$.

Отже, після кожного блоку взаємодій зазнаватимуть зміни усі розрахункові параметри, зокрема, h_{1j} , h_{2j} , ρ_{1jh} , ρ_{2jh} , ρ_{jh} , $P_{jh\max}$, $2b_{jh}$, t'_{jh} . Окрім того, для прийнятої кількості обертів n_{1s} шестерні і n_{2s} колеса сумарне зношування h_{1jn} та h_{2jn} обчислюють так:

$$h_{1jn} = \sum_{1}^{n_{1s}} h_{1jB}, \quad h_{2jn} = \sum_{1}^{n_{2s}} h_{2jB}, \quad (17)$$

де $n_{2s} = n_{1s} / u$; $h_{kjB} = \sum h'_{kj}$ – зношування зубів у кожному блоці.

Тривалість (ресурс) роботи передачі t для заданої кількості обертів n_{1s} чи n_{2s} коліс обчислюють так:

$$t = n_{1s} / 60n_1 = n_{2s} / 60n_2. \quad (18)$$

Числовий розв'язок задачі. Задачу розв'язано за таких умов: у зачепленні постійно знаходяться дві пари зубів; динамічність навантаження визначають коефіцієнтом динамічності K_H ; забезпечене граничне мащення оливою; досліджують спарену тягову передачу локомотива ВЛ-10 з кутовим коригуванням зубів.

Дані для обчислень: $z_1 = 23$; $z_2 = 88$; $m = 10 \text{ mm}$; $u = 3,826$; $n_1 = 800, 400, 200 \text{ rev/min}$; $P = 670 \text{ kW}$; $f = 0,06$; $\beta = 24,517^\circ$; $b = 100 \text{ mm}$; матеріали: шестерня – сталь 20ХНЗА, цементация або нітроцементация на глибину 1,6...2,4 мм, $58 \pm 3 \text{ HRC}$; $\sigma_B = 950 \text{ МПа}$, $C_1 = 5,5 \cdot 10^6$, $m_1 = 1,9$; колесо – сталь 55Ф, об'ємне гартування з високим відпуском, 280...321 НВ, $\sigma_B = 931 \text{ МПа}$, $C_2 = 0,4 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,2$; $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$,

$v = 0,3$; олива для передач локомотивів ОС-Л (літня) з кінематичною в'язкістю $\nu_{+100^\circ} = 7 \dots 12$ cSt; $h_{1\bullet} = 1,4$ mm, $h_{2\bullet} = 2,0$ mm; $K_H = 1,5$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $\varphi = 0^\circ, 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24,95^\circ$ – кути розташування точок контакту j ; коефіцієнти зміщення та параметри передач: $x_1 = 0 \dots 0,56$, $x_2 = 0 \dots 0,46$, $x_\Sigma = 0,66$; $a = 610$ mm; $a_w = 615,222$ mm; $\alpha_w = 22,991^\circ$.

Результати розв'язку подано на рис. 1–4 при 400 rev/min.

За сталих умов взаємодії зубів коліс коригування значно впливає на лінійні зношування впродовж одного оберту (рис. 1). Зі зростанням коефіцієнта зміщення зубів шестерні в досліджуваному діапазоні h'_{10} та h'_{20} зменшуються вдвічі, а h'_{15} та h'_{25} зростають майже в 2 рази. Зниження зношування на вході зубів у зачеплення на загал є позитивним з огляду на довговічність передач (рис. 4).

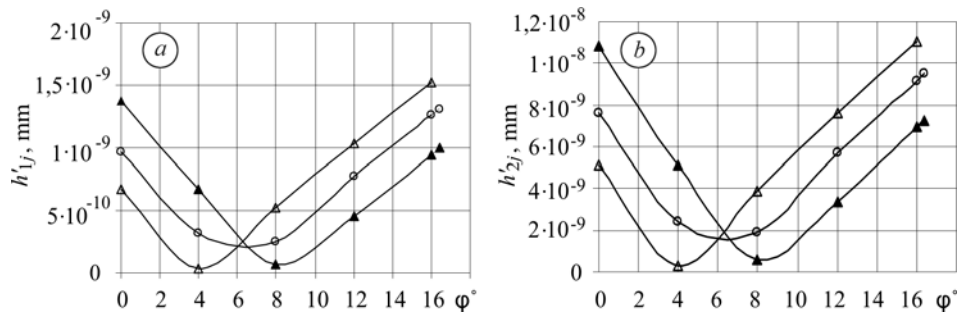


Рис. 1. Лінійне зношування зубів впродовж їх однієї взаємодії в точках зачеплення за умови $p_{j \max}, \rho_j = \text{const}$: a – шестерня; b – зубчасте колесо (▲ – $x_1 = 0,2, x_2 = 0,46$; ○ – $x_1 = 0,4, x_2 = 0,26$; △ – $x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$).

Fig. 1. Linear teeth wear during their one interaction in engagement points under condition $p_{j \max}, \rho_j = \text{const}$: a – cog-wheel; b – cogged wheel (▲ – $x_1 = 0,2, x_2 = 0,46$; ○ – $x_1 = 0,4, x_2 = 0,26$; △ – $x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$).

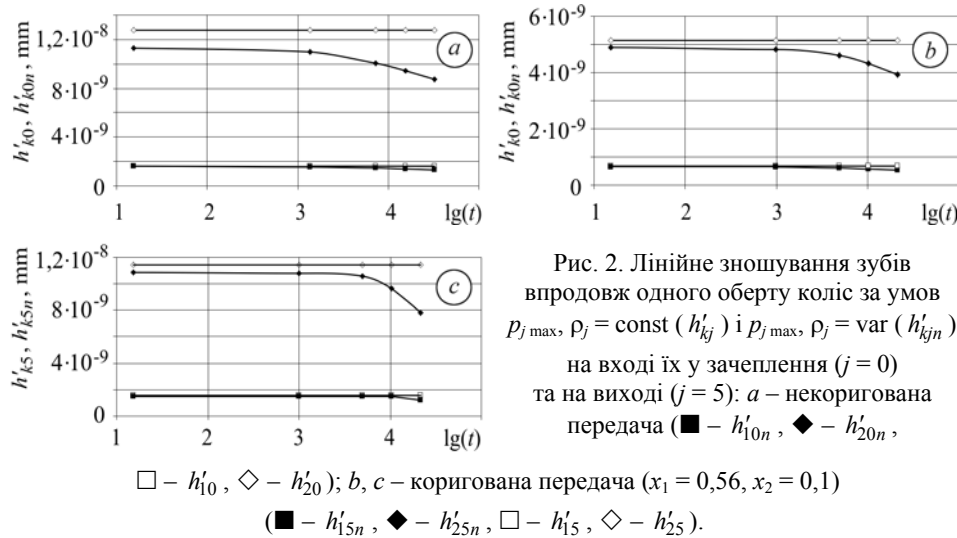


Рис. 2. Лінійне зношування зубів впродовж одного оберту коліс за умов $p_{j \max}, \rho_j = \text{const} (h'_{kj})$ і $p_{j \max}, \rho_j = \text{var} (h'_{kjin})$ на вході їх у зачеплення ($j = 0$) та на виході ($j = 5$): a – некоригована передача (■ – h'_{10n} , ◆ – h'_{20n} ,

□ – h'_{10} , ◇ – h'_{20}); b, c – коригована передача ($x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$) (■ – h'_{15n} , ◆ – h'_{25n} , □ – h'_{15} , ◇ – h'_{25}).

Fig. 2. Linear teeth wear during one rotation of wheels under conditions $p_{j \max}, \rho_j = \text{const} (h'_{kj})$ and $p_{j \max}, \rho_j = \text{var} (h'_{kjin})$ on their enter ($j = 0$) and exit ($j = 5$) from engagement: a – uncorrected transmission (■ – h'_{10n} , ◆ – h'_{20n} , □ – h'_{10} , ◇ – h'_{20}); b, c – corrected transmission ($x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$) (■ – h'_{15n} , ◆ – h'_{25n} , □ – h'_{15} , ◇ – h'_{25}).

Коли враховується вплив зношування на зміну радіусів кривин зубів і, відповідно, на зведений радіус кривини (рис. 2), що має місце на практиці, спостерігають зменшення h'_{k0n} ($\rho_0 = \text{var}$) порівняно з h'_{k0} ($\rho_0 = \text{const}$) (рис. 2a) та зменшення h'_{k5n} відносно h'_{k5} (рис. 2b, c) як для некоригованої передачі (рис. 2a), так і для коригованої (рис. 2b, c). Слід зазначити, що реальне зношування зубчастого колеса за $\rho_0 = \text{var}$ (рис. 2b) є в 1,5 рази нижче, ніж за $\rho_0 = \text{const}$. Зношування зубів шестерні при $\rho_j = \text{const}$ і $\rho_0 = \text{var}$ є близьке.

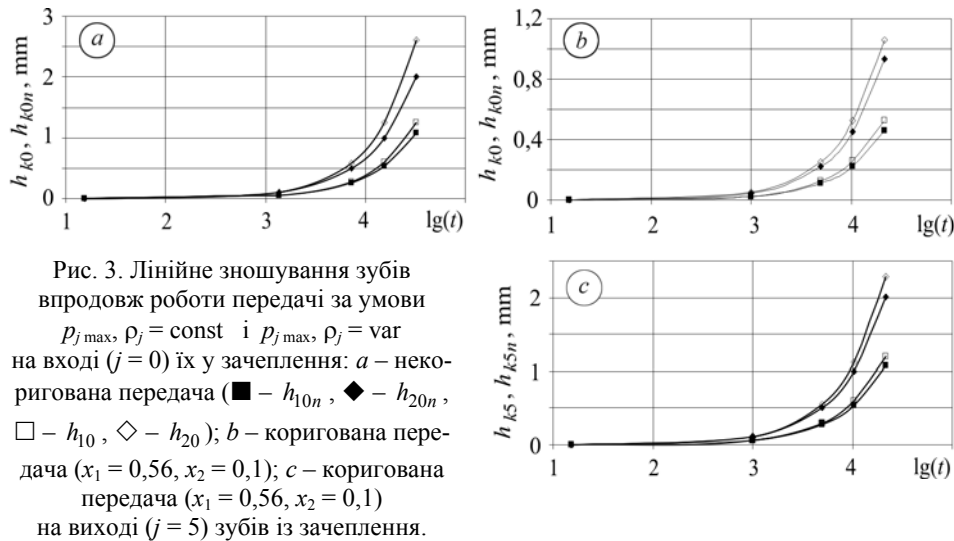


Рис. 3. Лінійне зношування зубів впродовж роботи передачі за умови $p_{j \max}, \rho_j = \text{const}$ і $p_{j \max}, \rho_j = \text{var}$ на вході ($j = 0$) їх у зачеплення: *a* – некоригована передача (■ – h_{10n} , ◆ – h_{20n} , □ – h_{10} , ◇ – h_{20}); *b* – коригована передача ($x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$); *c* – коригована передача ($x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$) на виході ($j = 5$) зубів із зачеплення.

Fig. 3. Linear teeth wear during gear work under condition $p_{j \max}, \rho_j = \text{const}$ and $p_{j \max}, \rho_j = \text{var}$ on their enter ($j = 0$) into engagement: *a* – uncorrected transmission (■ – h_{10n} , ◆ – h_{20n} , □ – h_{10} , ◇ – h_{20}); *b* – corrected transmission ($x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$); *c* – corrected transmission ($x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$) at the exit ($j = 5$) of teeth from engagement.

На рис. 3 проілюстровано залежність зношування зубів коліс від часу роботи на вході у зачеплення без коригування (рис. 3a) та з коригуванням (рис. 3b, c) передач. У некоригованій передачі на вході зубів у зачеплення ($t.0$) допустиме зношування зубів колеса досягається швидше (рис. 3a), ніж на виході з нього. Однак у коригованій передачі допустиме зношування зубів колеса досягається приблизно вдвічі швидше на виході зубів із зачеплення ($t.5$) (рис. 3c), ніж на вході у нього ($t.0$) (рис. 3b). Зношування, отримане за умови $\rho_j = \text{const}$, є вище, ніж коли $\rho_j = \text{var}$ у некоригованій та коригованій передачах.

На рис. 4 показано мінімальну довговічність t_{\min} передачі в одній з точок зачеплення – на вході у зачеплення ($j = 0$) при $x_1 = 0 \dots 0,4$ або на виході із зачеплення при $x_1 > 0,4$. Спочатку t_{\min} досягається у $t.0$ зачеплення і зростає зі збільшенням x_1 (рис. 4a) до максимуму при $x_1 = 0,4$. В подальшому збільшення x_1 спричинить швидше досягнення t_{\min} у $t.5$, ніж у $t.0$, а це призведе до зниження довговічності. Отже, коригування може негативно впливати на довговічність передачі за деяких коефіцієнтів зміщення (приклад – досліджувана передача). Це спостерігають, коли $\rho_j = \text{const}$ (рис. 4a, b) і коли $\rho_j = \text{var}$ (рис. 4c), де t^* – відносна зміна довговічності t_{\min} , коригованої відносно некоригованої передачі. З рис. 4c видно, що врахування зміни ρ_j внаслідок зношування зубів вказує на більший в $\approx 1,3$ рази ресурс передачі на усьому діапазоні зміни коефіцієнта зміщення x_1 порівняно зі спрощеним випадком, де $\rho_j = \text{const}$.

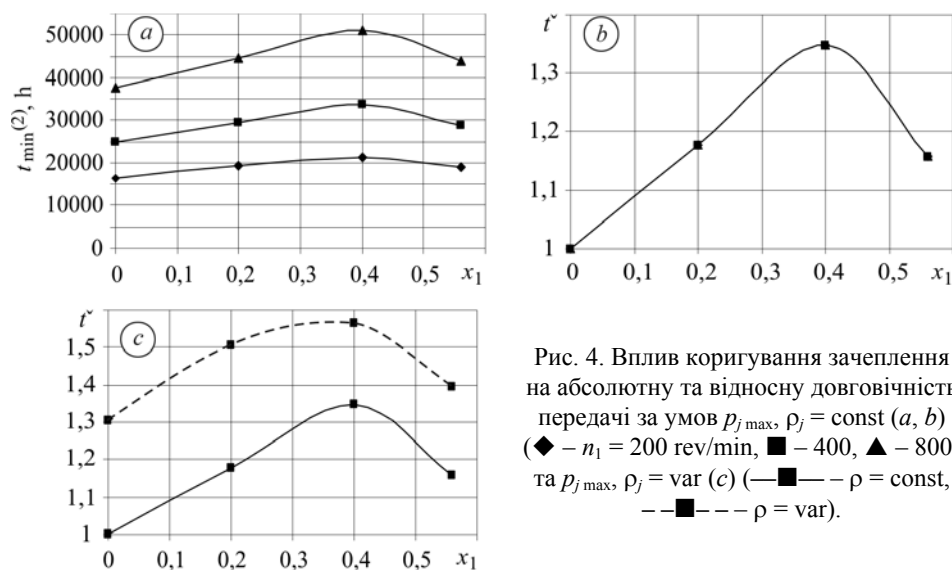


Fig. 4. Influence of engagement correction on absolute and relative transmissions durability under condition $p_{j \max}, \rho_j = \text{const}$ (a, b) (\blacklozenge – $n_1 = 200$ rev/min, \blacksquare – 400, \blacktriangle – 800) та $p_{j \max}, \rho_j = \text{var}$ (c) (— \blacksquare — $\rho = \text{const}$, - - \blacksquare - - $\rho = \text{var}$).

ВИСНОВКИ

Показано, що кутове коригування зацеплення позитивно впливає на ресурс зубчастих циліндричних передач для деякого діапазону зміни коефіцієнтів зміщення. Вперше у результаті чисельного моделювання підтверджено, що зміна радіусів кривини зубів внаслідок їх зношування збільшує в 1,3 рази ресурс передачі в усьому діапазоні зміни коефіцієнта зміщення x_1 порівняно зі спрощеним випадком, де $\rho_j = \text{const}$.

РЕЗЮМЕ. Разработан метод расчетной суммарной оценки влияния корригирования и износа зубьев на ресурс зубчатых цилиндрических передач, а также на контактные напряжения. В результате вычислений установлены качественные и количественные закономерности влияния конструкционного (углового корригирования зацепления) и эксплуатационного (линейного износа зубьев) факторов. Показано, что при угловом корригировании имеется оптимум коэффициентов смещения, при которых ресурс будет максимальным в сравнении с некорригированным зацеплением. Установлено, что реальная продолжительность работы и несущая способность передачи будет более высокой при учете изменения исходных профилей зубьев вследствие их изнашивания.

SUMMARY. The method of integrating summary calculation of the influence of correction and wear of teeth on the teeth cylindrical transmissions life and also on the contact stresses has been developed. As a result of conducted calculations the qualitative and quantitative regularities of the influence of structural (angular correction of engagement) and operating (linear wear of teeth) influence factors have been established. It is shown that under angular correction there is the optimum of displacement coefficient, for which a resource will be maximal comparing to the uncorrected engagement. It is established, that the real work duration and bearing strength of transmission will be higher when taking into account the change of the teeth initial profiles as a result of their wear.

1. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчасті циліндричні евольвентні. Розрахунок на міцність. – Введ. 1975.
2. ISO 6336-2. Calculation of load capacity of spur and helical gears. P. 2. Calculation of surface durability (pitting). – Geneva: Int. organization for standardization, 1996.
3. Дроздов Ю. Н. К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения. – М.: Наука, 1975. – С. 120–135.
4. Проников А. С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 590 с.

5. *Гриб В. В.* Решение триботехнических задач численными методами. – М.: Наука, 1982. – 116 с.
6. *Brauer J. and Andersson S.* Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach // *Wear*. – 2003. – № 254. – P. 1216–1232.
7. *Flodin A. and Andersson S.* Simulation of mild wear in spur gears // *Ibid.* – 1997. – № 207 (1–2). – P. 16–23.
8. *Flodin A. and Andersson S.* Wear simulation of spur gears // *Tribotest J.* – 1999. – № 5 (3). – P. 225–250.
9. *Flodin A. and Andersson S.* Simulation of mild wear in helical gears // *Wear*. – 2000. – № 241 (2). – P. 123–128.
10. *Flodin A. and Andersson S.* A simplified model for wear prediction in helical gears // *Ibid.* – 2001. – № 249 (3–4). – P. 285–292.
11. *Kahraman A., Bajpai P., and Anderson N. E.* Influence of tooth profile deviations on helical gear wear // *J. Mech. Des.* – 2005. – **127**, № 4. – P. 656–663.
12. *Kolivand M. and Kahraman A.* An ease-off based method for loaded tooth contact analysis of hypoid gears having local and global surface deviations // *Ibid.* – 2010. – **132**, № 7.
13. *Pasta A. and Mariotti Virzi G.* Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile // *J. Strain Analysis*. – 2007. – **42**. – P. 281–292.
14. *Чернець М., Келбінські Ю.* Прогнозування довговічності зубчастих передач // *Проблеми трибології*. – 2001. – № 4. – С. 151–159.
15. *Чернець М. В., Келбінські Ю.* Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // *Там же*. – 2004. – № 3–4. – С. 104–112.
16. *Трибомеханіка. Триботехніка. Триботехнології.* В 3-х т. Т. 1. Механіка трибоконтактного взаємодія при трінні скольження / М. В. Чернець, Л. П. Клименко, М. И. Пашечко, А. Невчас. – Николаев: Изд-во НГГУ им. Петра Могилы, 2006. – 472 с.
17. *Андрейкив А. Е., Чернець М. В.* Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
18. *Чернець М., Папечко М., Невчас А.* Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. В 3-х т. Т. 1. Дослідження та розрахунок трибосистем ковзання, методи підвищення довговічності і зносостійкості. – Дрогобич: КОЛО, 2001. – 492 с.
19. *Чернець М. В., Береза В. В.* Метод розрахунку зношування та довговічності евольвентних конічних прямозубих передач // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2009. – № 4. – С. 110–116.
(*Chernets M. V. and Bereza V. V.* Method for the evaluation of wear and durability of involute conical straight-bevel gears // *Materials Science*. – 2009. – № 4. – P. 595–604.)
20. *Чернець М. В., Келбінський Ю., Береза В. В.* Метод прогнозування оцінки зношування евольвентних конічних передач з косими зубами // *Проблеми трибології*. – 2009. – № 4. – С. 6–13.
21. *Чернець М. В., Береза В. В.* Метод дослідження впливу коригування зубів на контактну міцність, зношування та довговічність циліндричних евольвентних прямозубих передач // *Там же*. – 2010. – № 1. – С. 17–25.
22. *Szerniec M., Kielbiński J., and Jarema R.* Oszacowanie wpływu korekcji zębów na zużycie, trwałość oraz wytrzymałość kontaktową ewolwentowych przekładni walcowych o zębach prostych // *Tribologia*. – 2011. – № 3. – S. 17–29.
23. *Чернець М. В., Ярема Р. Я.* Узагальнений метод оцінки впливу коригування зубів на ресурс, зношування та контактну міцність циліндричних евольвентних передач // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2011. – № 4. – С. 115–121.
(*Chernets' M. V. and Yarema R. Ya.* A generalized method for the evaluation of the influence of teeth correction on the service life, wear, and contact strength of cylindrical involute gears // *Materials Science*. – 2011. – № 4. – P. 553–560.)
24. *Чернець М. В., Келбінські Ю., Ярема Р. Я.* Узагальнений метод оцінки зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач // *Там же*. – 2011. – № 1. – С. 44–49.
(*Chernets M. V., Kelbinski E., and Jarema R. Ya.* Generalized method for the evaluation of wear in cylindrical involute gears // *Materials Science*. – 2011. – № 1. – P. 45–51.)

Одержано 21.02.2012