

**Чернець М.В., \*\*****Чернець Ю.М.\***\*Дрогобицький державний педагогічний  
університет ім. Івана Франка,  
м. Дрогобич, Україна,\*\*Люблінський політехнічний інститут,  
м. Люблін, Польща

**ДО ПИТАННЯ ОЦІНКИ КОНТАКТНОЇ  
МІЦНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ  
ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ З АРХІМЕДОВИМ  
І ЕВОЛЬВЕНТНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ  
З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ  
ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ КОЛЕСА**

Черв'ячні передачі з архімедовим і евольвентним черв'яками часто застосовують у різноманітних машинах і обладнанні різного призначення. В процесі їх експлуатації у зачепленні внаслідок тертя ковзання спостерігається зношування зубів черв'ячного колеса, яке призводить до зміни параметрів контактної взаємодії. У [1] розроблено метод оцінки впливу зношування зубів колеса черв'ячної передачі з евольвентним черв'яком на контактну міцність, радіус кривини зубів та довговічність. Нижче наведено результати порівняльної оцінки за розробленим методом параметрів контактної та трибоконтактної взаємодії черв'ячних передач з архімедовим і евольвентним черв'яками

Згідно [1] зміна вихідних радіусів кривини  $\rho_{2j}$  зубів черв'ячного колеса у результаті їх зношування у вибраних точках  $j$  контакту від входу зубів у зачеплення до виходу з нього встановлюється так:

$$\rho_{2jh} = \rho_{2j} + \lambda_h \sum_{n_2} h'_{2jn}, \quad (1)$$

де  $\lambda_h$  – безрозмірний коефіцієнт впливу зношування;

$h'_{2jh}$  – лінійне зношування зубів колеса протягом однієї взаємодії, яке змінюватиметься внаслідок зміни  $\rho_{2jh}$ ,  $t'_{jh}$ ,  $P_{jh\max}$ ;

$n_2$  – кількість обертів черв'ячного колеса;

$n_{2*}$  відповідатиме заданому граничному зношуванню  $h_{2*}$ ;

$t'_{jh} = 2b_{jh} / v_j$  – час трибоконтакту спряжених профілів у вибраних довільно  $j$ -их точках співдотику на шляху тертя  $2b_j$ ;

$v_j$  – швидкість ковзання у  $j$ -их точках зачеплення, вибраних по висоті витків черв'яка від входу елементів кінематичної пари у зачеплення до виходу з нього;

$P_{jh\max}$  – максимальні контактні тиски, які обчислюються за формулою Герца у залежності від числа пар зачеплень  $W$  витків черв'яка з зубами колеса.

Відповідно [2] змінне лінійне зношування зубів колеса протягом його одного оберту обчислюється за формулою:

$$h'_{2jh} = \frac{v_j t'_{jh} (f P_{jh\max})^{m_2}}{C_2 (\tau_{s2})^{m_2}}, \quad (2)$$

$f$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$C_2, m_2$  – характеристики зносостійкості матеріалу черв'ячного колеса 2 у парі зі сталевим черв'яком 1;

$\tau_{s2} \approx 0,35\sigma_B$  – границя міцності на зріз (зсув) матеріалу колеса;

$\sigma_B$  – його границя міцності при розтягу.

Швидкість ковзання  $v_j$ , що виникає при обертанні черв'яка, визначається так:

$$v_j = \frac{\omega_1 x}{\cos \gamma_A}, \quad (3)$$

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

$m$  – осьовий модуль зачеплення;  
 $z_1$  – кількість заходів черв'яка;  
 $x_A < x < x_B$  – координата розрахункової точки контакту від впадини до вершини витка черв'яка;

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

Внаслідок зростання в кожному оберті черв'ячного колеса радіусів кривини його зубів знижуватимуться максимальні контактні тиски та збільшуватиметься ширина площадки контакту:

$$p_{jh\max} = 0,564\sqrt{N'/bw\theta\rho_{jh}}, 2b_{jh} = 2,256\sqrt{\theta N'\rho_{jh}/bw}, \quad (4)$$

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

$\mu, E$  – коефіцієнти Пуасона та модулі Юнга матеріалів черв'ячної передачі;

$N'$  – зусилля у зачепленні:

$$N' = \frac{2T}{d_1 \cos \alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')}, \quad (5)$$

$T = 9550 \cdot 10^3 N / n_1$  (Нмм) – крутний момент на валу черв'яка;

$N$  – передавана потужність;

$n_1$  – кількість обертів черв'яка;

$d_1$  – дільний діаметр черв'яка;

$\gamma$  – кут підйому гвинтової лінії витків черв'яка;

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

$\alpha$  – кут зачеплення.

$\rho_{jh} = \frac{\rho_{1jh}\rho_{2jh}}{\rho_{1jh} + \rho_{2jh}}$  – зведений радіус кривини передачі з евольвентним черв'яком [2];

$\rho_{jh} = \rho_{2jh}$  – радіус кривини передачі з архімедовим черв'яком [2];

Тому при числовому розв'язку задачі проводиться покрокове обчислення наступних розрахункових параметрів:  $h'_{2jh}, \rho_{2jh}, \rho_{jh}, p_{jh\max}, 2b_{jh}, t'_{jh}$ .

Для пришвидшення обчислень доцільніше використовувати не покроково – кумуляційний, а блочно – кумуляційний метод. Він полягає в тому, що покладаються постійними  $h'_{2j}, p_{j\max}, 2b_j, t'_j$  протягом певного числа обертів  $n_2$  колеса (протягом блоку взаємодій  $B$ ). В подальшому враховуються зміни параметрів у блоці і наступний блок взаємодій прораховується за їх нових значень. Відповідно час обчислень скорочується пропорційно величині блоку. У цьому випадку:

$$\rho_{2jh} = \rho_{2j} + \lambda_h \sum^B h'_{2jn}. \quad (6)$$

При покроково – кумуляційному та блочно – кумуляційному методі результуюче зношування  $h_{2jn}$  зубів черв'ячного колеса, відповідно, обчислюється так:

$$h_{2jn} = \sum_1^{n_{2*}} h'_{2jn}, \quad h_{2jB} = \sum_1^{n_{2*}} h_{2jB}, \quad (7)$$

де  $h_{2jB} = \sum h'_{2j}$  – зношування зубів протягом блоку.

Довговічність передачі для результуючого числа обертів  $n_{2*}$  колес, при якому досягається допустиме лінійне зношування його зубів, буде:

$$t^* = n_{2*} / 60n_2. \quad (8)$$

Числовий розв'язок задачі проведено за наступних вихідних даних:  $N = 3,5$  кВт,  $n_1 = 1410$  об/хв,  $m = 6$  мм,  $z_1 = 2$ ,  $u = 25,5$ ,  $f = 0,05$ ,  $q = 8$ ; черв'як – сталь 45 гартування (HRC 50), для якої  $E_1 = 2,1 \times 10^5$  МПа,  $\mu_1 = 0,3$ ; вінець черв'ячного колеса – бронза ОЦС 6-6-3, для якої  $E_2 = 1,1 \times 10^5$  МПа,  $\mu_2 = 0,34$ ;  $C_2 = 7,6 \times 10^6$ ,  $m_2 = 0,88$ ;  $\tau_{s,2} = 75$  МПа; для  $j = 1$  ( $x = 18$  мм),  $j = 2$  ( $x = 20$  мм),  $j = 3$  ( $x = 20$  мм),  $j = 4$  ( $x = 24$  мм);  $j = 5$  ( $x = 26$  мм);  $h_{2*} = 0,5$  мм;  $\lambda_h = 100$ ;  $B = 10 (\pi n_1 / 30u) = 33177$  об; розглядається двопарне зчеплення.

Результати розв'язку подано для некоригованих передач на рис. 1 - 8: а) архімедів черв'як, б) евольвентний черв'як.

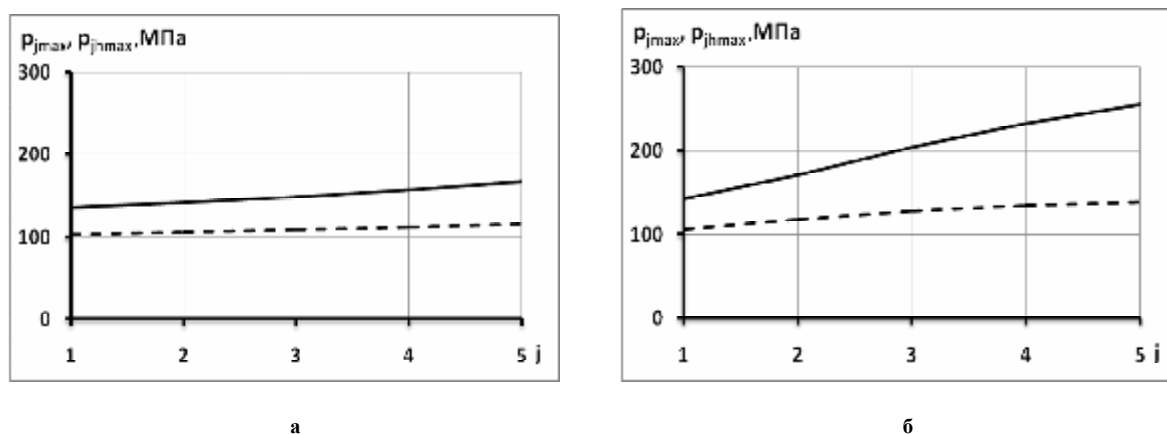


Рис. 1 – Максимальні контактні тиски у зачепленні:  
суцільна лінія – незмінні умови контакту;  
штрихова – зі зміною зведеного радіуса кривини внаслідок зношування

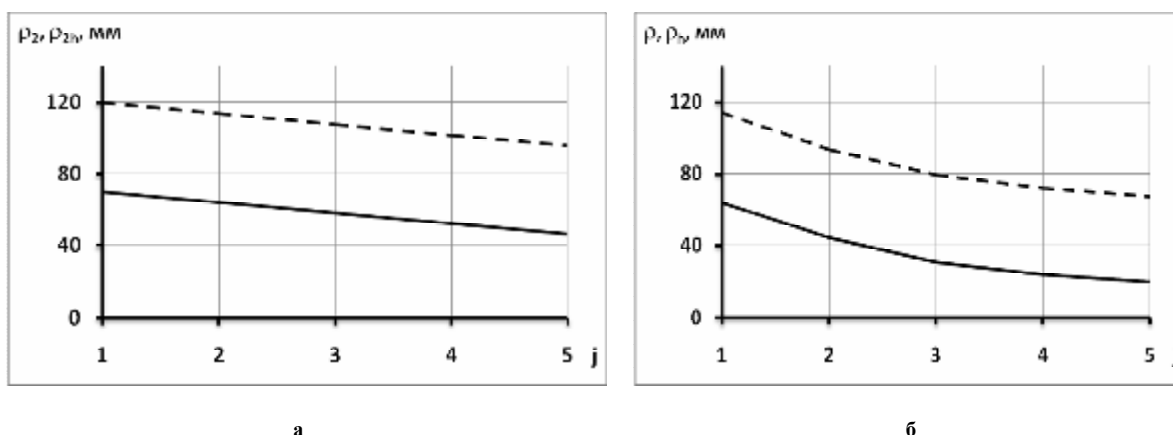


Рис. 2 – Зміна зведеного радіуса кривини  
в процесі зношування зубів колеса до  $h_{2*} = 0,5$  мм

З аналізу рис. 1 слідує, що внаслідок зношування зубів колеса максимальні контактні тиски знижуються в 1,31 (архімедів черв'як) та в 1,33 (евольвентний черв'як) рази на вході у зачеплення, а на виході з нього в 1,43 (архімедів черв'як) та в 1,85 (евольвентний черв'як) рази.

Внаслідок зношування зубів зведений радіус кривини зростає у всьому діапазоні зміни параметра  $x$  (рис. 2): на вході у зачеплення у 1,72 і 1,76 рази (архімедів і евольвентний черв'як); на виході з нього в 1,97 і 3,41 рази (архімедів і евольвентний черв'як).

Лінійне зношування зубів протягом години роботи за сталих умов контакту (шляху тертя  $2b_j$ ) буде нижчим, ніж за змінних умов за рахунок зношування (шляху тертя  $2b_{jh}$ ) (рис. 3). На вході у зачеплення зростання складає 1,033 рази, а на виході з нього в 1,044 і 1,076 (архімедів і евольвентний черв'як) рази.

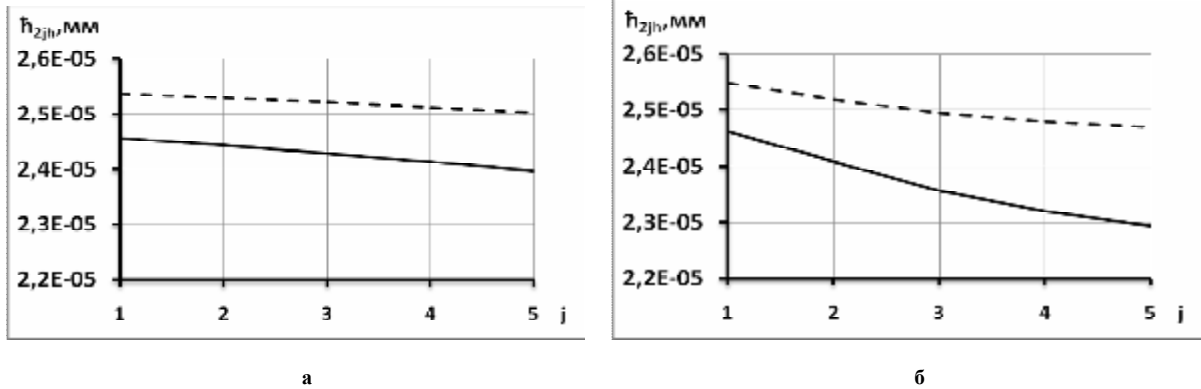


Рис. 3 – Лінійне зношування зубів колеса:  
суцільна лінія – протягом 1-го блоку взаємодій;  
штрихова лінія – протягом останнього блоку взаємодій

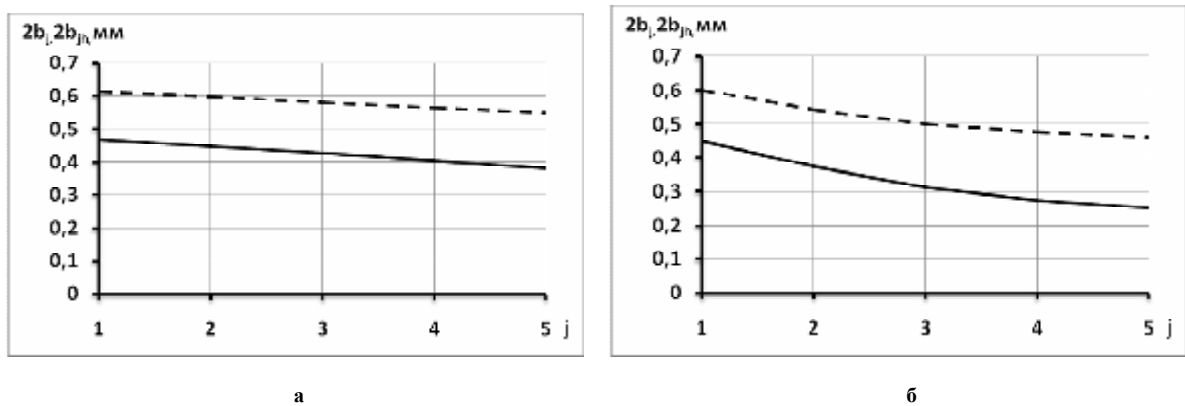


Рис. 4 – Величина площадки контакту у вибраних точках співдотику

Попередньо поданий результат обумовлений тим, що  $2b_{jh} > 2b_j$  (рис.4). Із зростанням шляху тертя  $2b_{jh}$  збільшується час зношування  $t'_{jh} = 2b_{jh} / v_0$  (рис. 5 - евольвентний черв'як). У результаті зношування зубів  $h'_{2jh}$  в одному оберті колеса теж дещо зростатиме (рис. 6 – евольвентний черв'як), не зважаючи на зниження  $p_{jh\max}$  (рис. 1). Однак зростання  $t'_{jh}$  із збільшенням  $2b_{jh}$  є більш значним у (2), ніж зниження  $p_{jh\max}$ , зумовлене збільшенням  $\rho_{jh}$ .

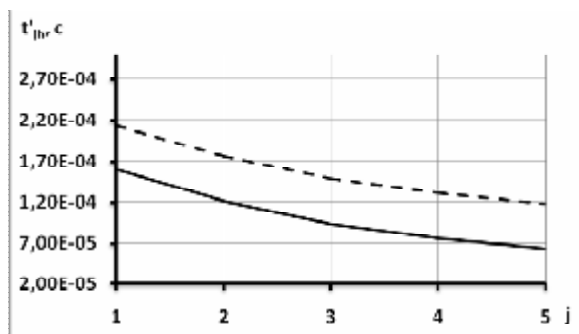


Рис. 5 – Час зношування зуба колеса протягом його оберту

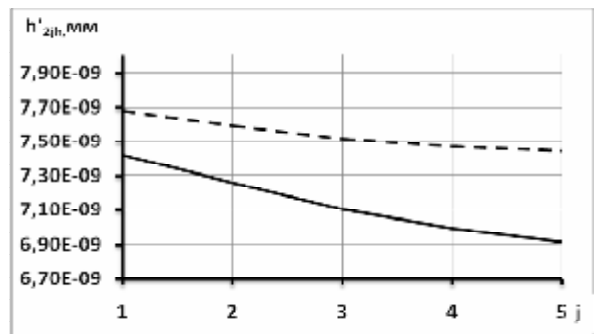


Рис. 6 – Зношування зуба в одному оберті колеса

За змінних умов контакту довговічність  $t_h^*$  передач буде дещо нижчою, ніж  $t^*$  за сталих умов (рис.7). На вході у зачеплення, де довговічність є мінімальною, це зниження, відповідно, складає: 1,033 і 1,035 (архімедів і евольвентний черв'як) рази, а на виході із нього 1,04 і 1,076 (архімедів і евольвентний черв'як) рази.

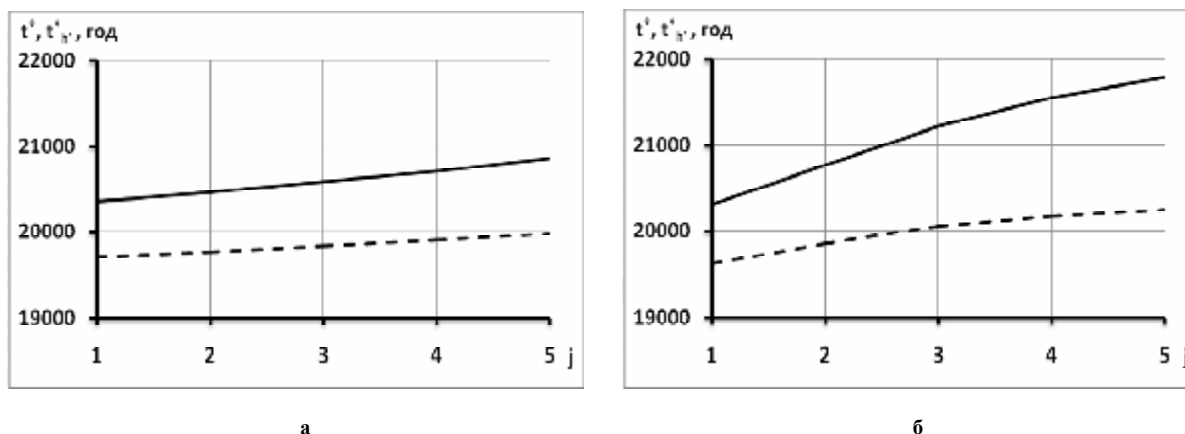


Рис. 7 – Тривалість роботи передачі в досліджуваних точках контакту

Швидкість ковзання залишається незмінною як за сталих, так і змінних умов контакту (рис.8) для обох видів передач.

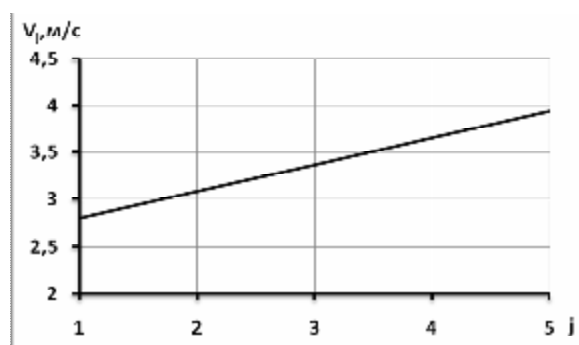


Рис. 8 – Швидкість ковзання у точках зачеплення

Отже в рамках прийнятої моделі, яка відображає реальні умови трибоконтактної взаємодії черв'ячного колеса з архімедовим та евольвентним черв'яком, в результаті зношування зубів відбуватиметься значне зниження контактних напружень, а також незначне зниження довговічності передачі.

### Література

1. Чернець М.В., Чернець Ю.М. Метод оцінки впливу зношування зубів черв'ячної передачі з евольвентним черв'яком на несучу здатність і довговічність // Проблеми трибології. – 2012. - № 3. – С. 43-47.
2. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Прогнозування довговічності черв'ячних передач з архімедовим та евольвентним черв'яком // Проблеми трибології. – 2011. – №2. – С. 21-25.

Надійшла 20.08.2012