

Чернець М.В.,**
Берега В.В.,*
Чернець Ю.М.*

*Дрогобицький державний педагогічний
 університет ім. Івана Франка,
 **Люблінський політехнічний інститут
 м. Люблін, Польща

**ОЦІНКА ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КОНІЧНИХ
 ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПЕРЕДАЧ НА ЇХ
 ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА ЗНОШУВАННЯ.
 ЧАСТИНА 2. КОСОЗУБІ ПЕРЕДАЧІ**

У літературі відсутні дослідження впливу модуля та передавального відношення конічних косо-зубих передач на максимальні контактні тиски $p_{0\max}$, ресурс t_{\min} , зношування \overline{h}_{kj} зубів та швидкість ковзання $v_{j=0}$ у зачепленні. В даній публікації на основі методу дослідження кінетики зношування конічних передач [1] встановлено закономірності цього впливу.

Функція лінійного зношування зубів має вигляд [1]:

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j\max})^{m_k}}{C_k (0.35\sigma_\epsilon)^{m_k}}, \quad (1)$$

де v_j – швидкість ковзання у j -тих точках бокових поверхонь зубів;

$t'_j = 2b_j / v_0$ – час трибоконтакту зубів протягом переміщення j -тої 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;

k – нумерація елементів трибосистеми: 1 – шестерня, 2 – колесо;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$p_{j\max}$ – максимальний контактний тиск в j -тій точці при однопарному зачепленні;

$2b_j$ – ширина площадки контакту зубів в j -тій точці;

ω_1 – кутова швидкість шестерні;

$r_1 = r_{1x} = z_1 m_n / \cos \beta$ – дільний радіус шестерні, який залежить від координати u по довжині зуба;

β – кут нахилу зубів;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

σ_ϵ – границя міцності досліджуваного матеріалу на розтяг;

C_k, m_k – характеристики зносостійкості матеріалів зубчастих коліс для вибраних умов.

Зношування зубів протягом заданого ресурсу роботи t^* передачі обчислюється за формулою:

$$h_{kj} = 60n_k h'_{kj} t^* = \overline{h}_{kj} t^*, \quad (2)$$

де n_k – кількість обертів зубчастих коліс;

\overline{h}_{kj} – зношування зубів протягом 1 год.

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

$$t = h_{k*} / h_{kj}. \quad (3)$$

За формулами Герца обчислюються максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ та ширина площадки контакту $2b_j$ в j -тій точці:

$$p_{j\max} = 0,564 \sqrt{N' / \theta \rho_j}, \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N' \rho_j}, \quad (4)$$

де $N' = N / bw$;

$N = T_{nom} K_g / r_1 \cos \alpha$ – сила у зачепленні;

$T_{nom} = 9550 P_g / n_1$ – номінальний крутний момент;

P_g – 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 Пуасона матеріалів зубів;

b – ширина вінця конічного колеса;

w – число пар зачеплень;

ρ_j – зведений радіус кривизни робочих профілів зубів.

Модуль $m_{\max} \leq m_{mm} \leq m_{\min}$ зуба конічного колеса по довжині є змінним. Згідно [1] для обчислення зношування конічних зубчастих передач використано еквівалентні циліндричні колеса з торцевим та внутрішнім модулями зачеплення.

Відповідно для косозубих конічних передач торцевий модуль зачеплення:

$$m_{te} = \frac{m_{mm}}{\cos \beta} + \frac{b \sin \delta_1}{z_{1K}}. \quad (5)$$

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

$$m_t = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te}, \quad (6)$$

де b – довжина зубів;

y – координата розрахункового перерізу зуба.

Нормальний модуль зачеплення вздовж зуба конічного колеса у розрахункових перерізах:

$$m_n = m_t \cos \beta = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te} \cos \beta. \quad (7)$$

Геометричні розміри та параметри косозубих конічних коліс:

а) середні діаметри: $d_{m1} = m_{mm} z_{1K} / \cos \beta$, $d_{m2} = m_{mm} z_{2K} / \cos \beta$;

б) кількість зубів: z_{1K} , z_{2K} ;

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

г) довжина твірної ділільних конусів $R_e = R_m + 0.5b$;

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

е) кути ділільних конусів: $tg \delta_1 = u_K^{-1}$, $tg \delta_2 = u_K$;

є) ширина зубчастого вінця $b = R_m \psi / (1 - 0.5\psi)$,

Параметри циліндричних еквівалентних коліс:

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

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

Вихідні дані для розв'язку прийнято наступними:

- $m = 4$ мм; $u = 3$; $n_1 = 750$ об/хв; $\beta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$; $f = 0,07$ – блок вихідних параметрів,

- $m = 4, 5, 6$ мм; $u = 3, 4, 5$ – блок змінних параметрів;

- $z_{1K} = 20$; $P = 20$ кВт; $b = 50$ мм; $\psi = 0,19 \dots 0,35$; $h_* = 0,3$ мм;

- матеріали коліс – шестерня – сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0,4 ... 0,5 мм, НВ 600;

$\sigma_g = 1040$ МПа, $C_1 = 3,5 \cdot 10^6$, $m_1 = 2$; колесо – сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_g = 981$ МПа,

$C_2 = 0,17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,5$; $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа, $\mu = 0,3$;

- мащення – осьова олива з 3 % антизношувальної присадки;

- досліджується однопарне зачеплення зубів.

1. Вплив модуля зачеплення

1.1. Максимальні контактні тиски

На рис. 1 подано, відповідно, залежність контактних тисків $p_{0\max}$ в т. $j = 0$ (на вході у зачеплення) для $y = b$ при $m = 4, 5, 6$ мм за зміни передавального відношення u . Із зростанням модуля m та кута нахилу зубів β контактні тиски знижуються. Прослідковується загальна тенденція зниження тисків при збільшенні передавального відношення u .

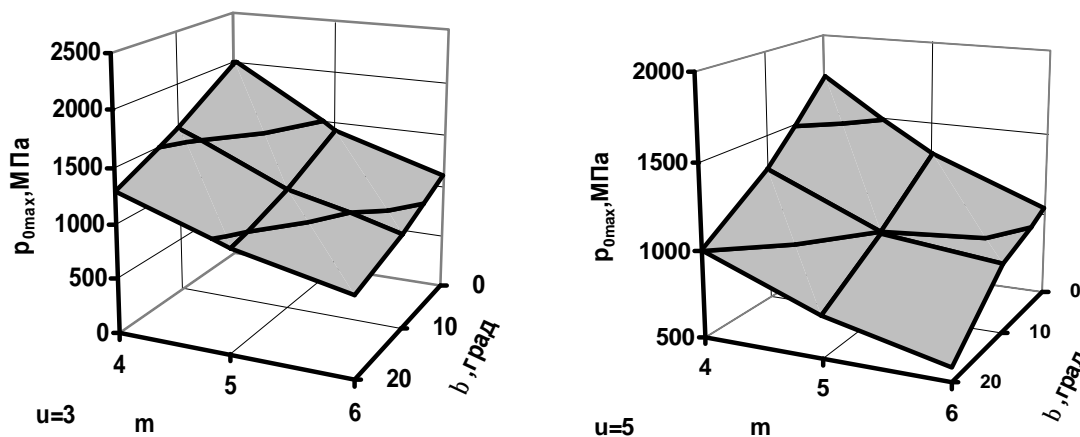


Рис. 1 □ Залежність контактних тисків від модуля

1.2. Довговічність передачі

Збільшення модуля m зачеплення впливає на зростання ресурсу передачі (рис. 2). Воно є тим більшим, чим більшим є кут нахилу зубів β . Збільшення u призводить до певного зростання мінімальної довговічності передачі.

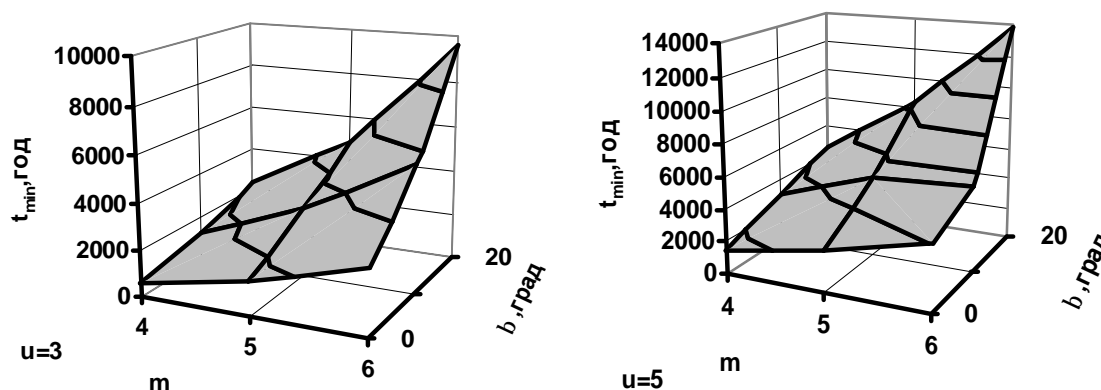


Рис. 2 □ Залежність довговічності передачі від модуля

1.3. Зношування зубів коліс

При зростанні модуля m лінійне зношування \bar{h}_{kj} зубів коліс протягом 1 години роботи передачі зменшується (рис. 3, 4). Зростання кута нахилу зубів призводить до зменшення їх зношування у 2,5 - 3 рази відносно прямозубої передачі. Вплив модуля на зношування є значно більшим для перерізу $y = b$. Відповідно штрихові лінії відповідають перерізу $y = b$, а суцільні – $y = 0$ (на торці колеса).

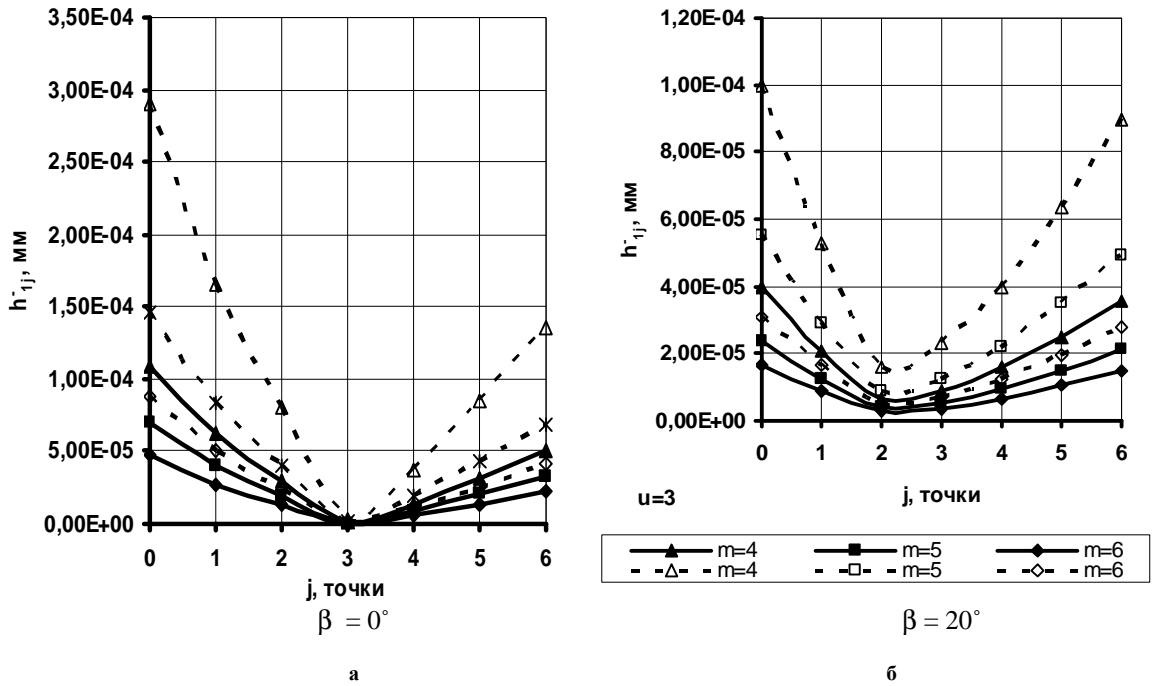


Рис. 3 □ Зношування зубів шестерні протягом 1 год

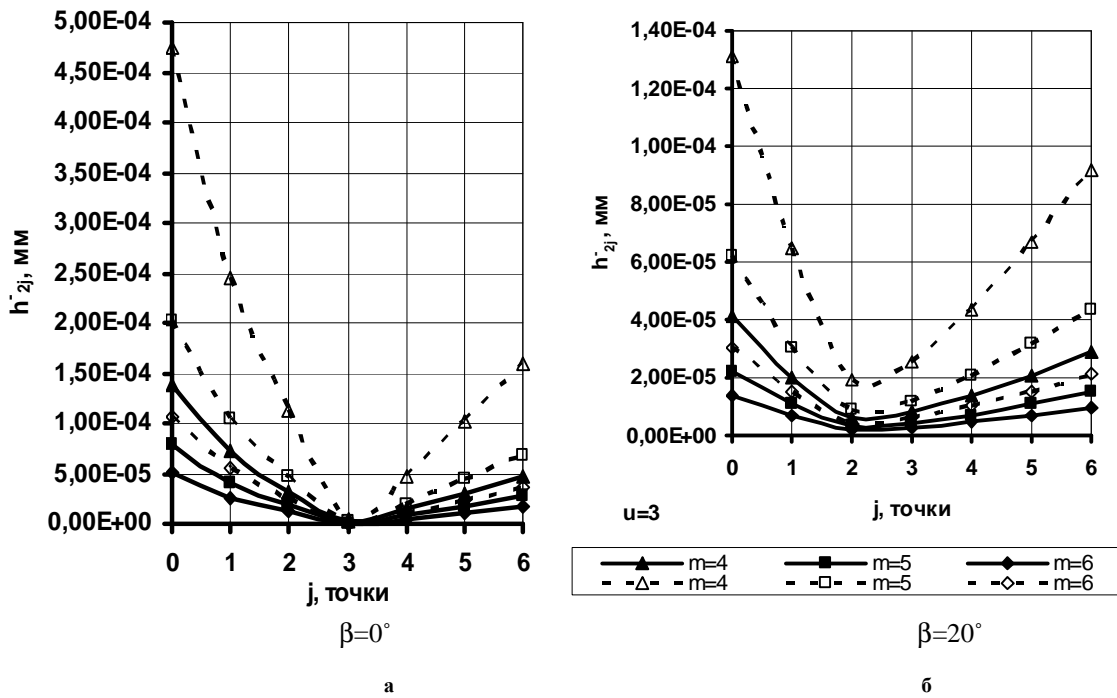


Рис. 4 □ Зношування зубів зубчастого колеса протягом 1 год

1.4. Швидкість ковзання

Зростання модуля m спричиняє зростання швидкості ковзання $v_{j=0}$ (рис. 5). Збільшення передавального відношення u передачі призводить до певного її зниження.

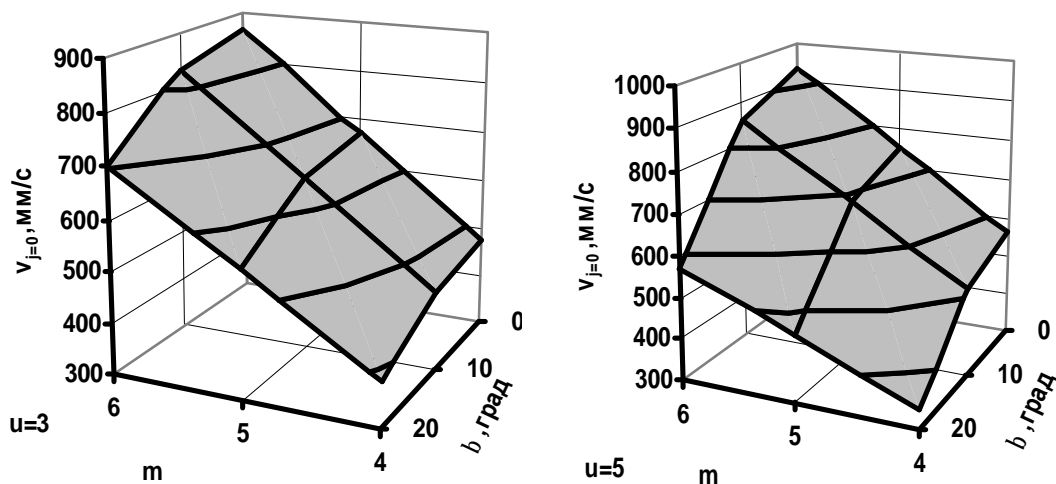


Рис. 5 – Залежність швидкості ковзання від модуля

2. Вплив передавального відношення

2.1. Максимальні контактні тиски

На рис. 6 вказано вплив передавального відношення u на $p_{0\max}$ для $y = b$. Зростання u та β спричиняє їх зниження. Із зростанням m тиски зменшуються для всіх u .

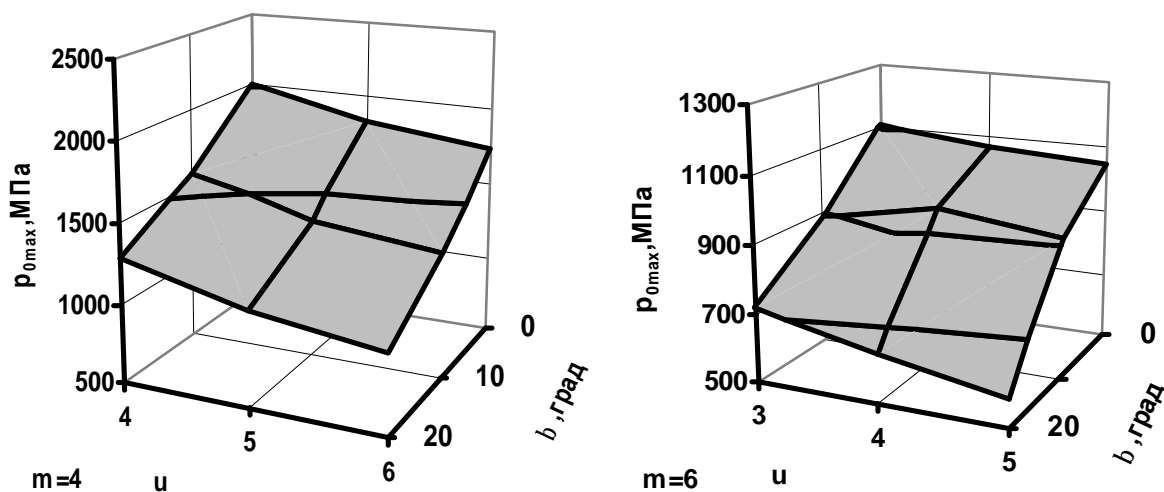


Рис. 6 – Залежність контактних тисків від передавального відношення

2.2. Довговічність передачі

Збільшення u призводить до деякого зростання мінімальної довговічності передачі (рис. 7), яке є більш значимим для косих зубів. Збільшення m суттєво збільшує ресурс передачі.

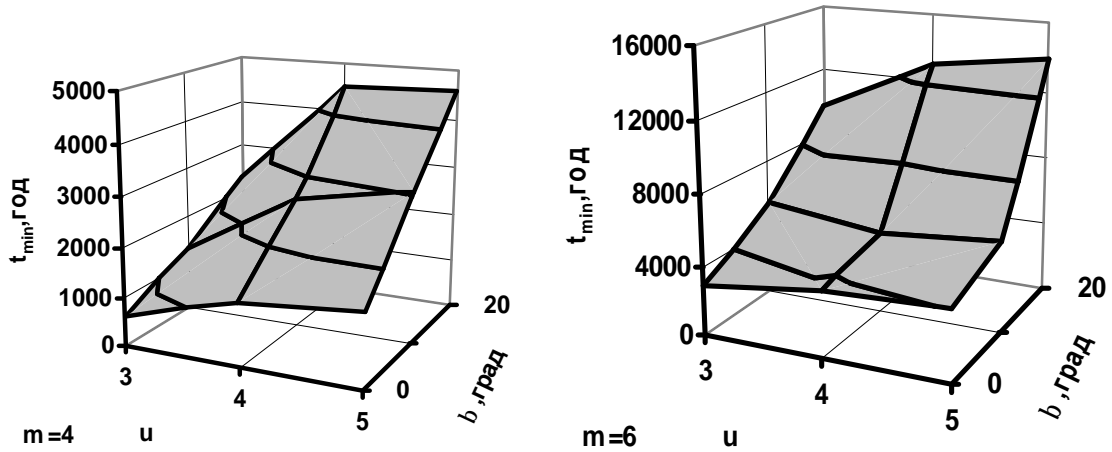


Рис. 7 □ Залежність довговічності передачі від передавального відношення

2.3. Зношування зубів коліс

Відповідні графічні залежності \bar{h}_{kj} подано на рис. 8, 9. В торцевому перерізі шестерні ($y = 0$) практично відсутній вплив u на \bar{h}_{1j} , а для зубів колеса він в певній мірі проявляється. В той же час в перерізі $y = b$ вплив u є значно більшим.

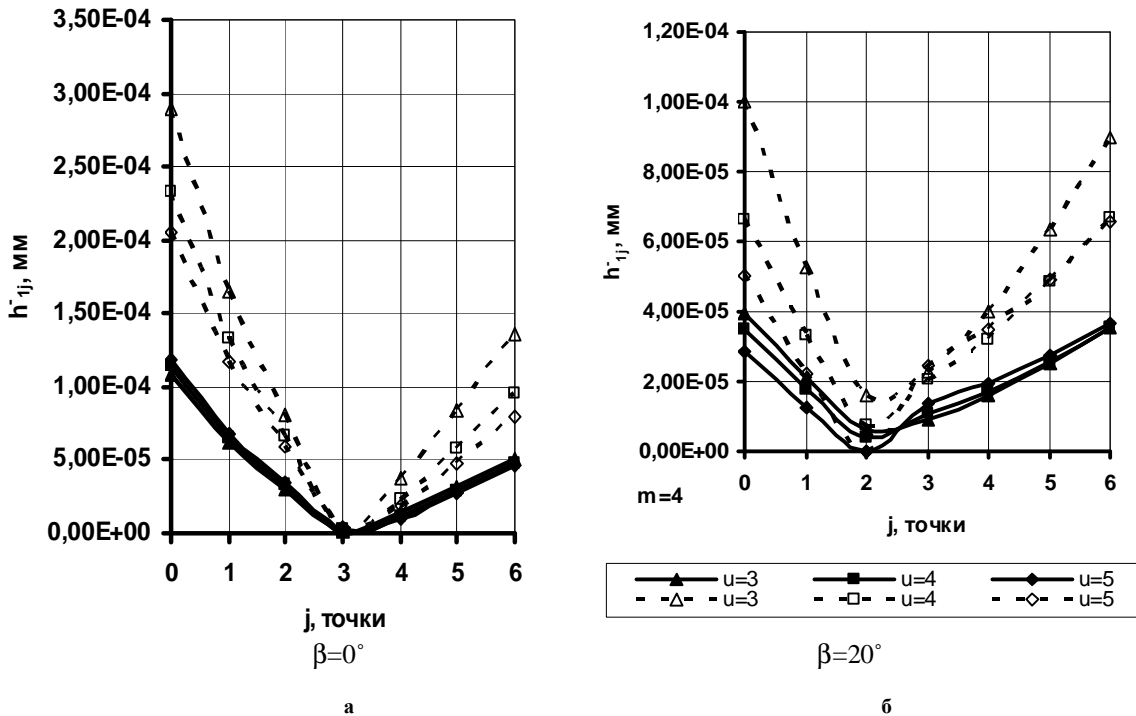


Рис. 8 – Зношування зубів шестерні протягом 1 год

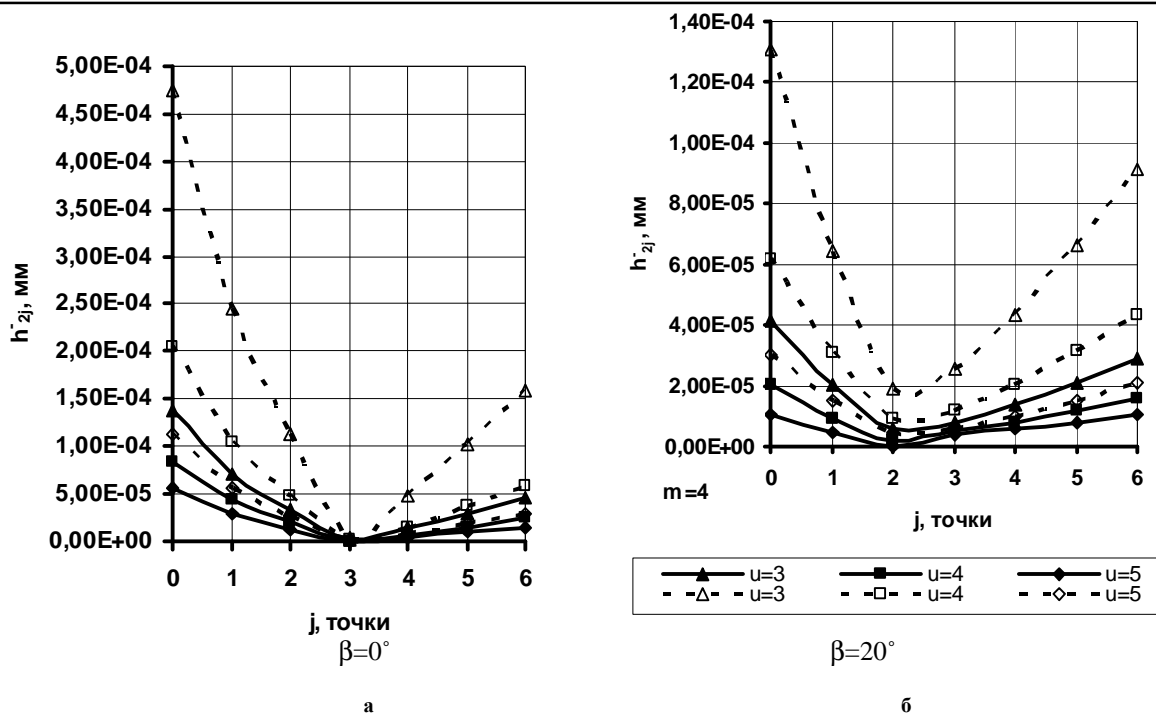


Рис. 9 – Зношування зубів зубчастого колеса протягом 1 год

2.4. Швидкість ковзання

Збільшення u спричиняє зменшення $v_{j=0}$ (рис.10) при $\beta = 20^\circ$ та її зростання при $\beta = 0$. Зростання ж t призводить до зростання $v_{j=0}$.

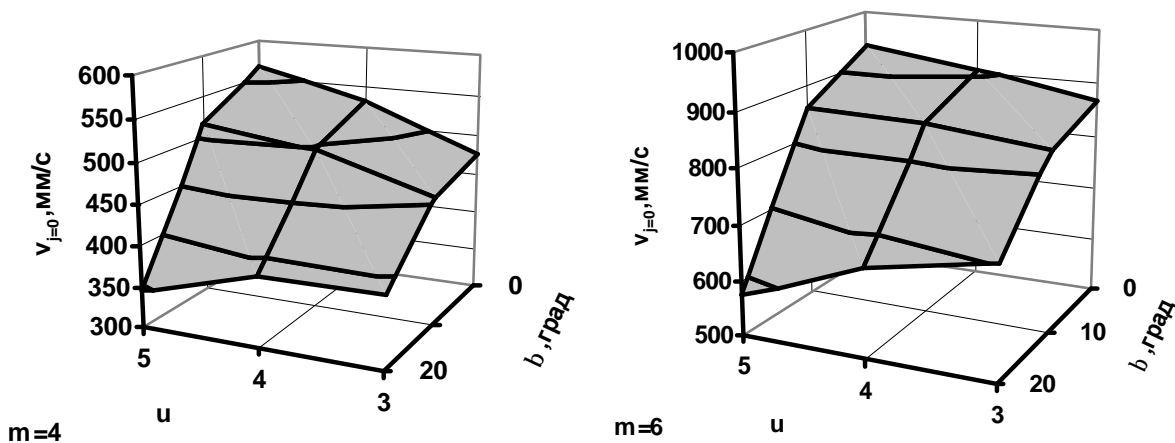


Рис. 10 – Залежність швидкості ковзання від передавального відношення

Література

1. Чернець М.В., Келбінські Ю., Береза В.В. Метод прогнозування зношування конічних передач з косими зубами // Проблеми трибології. – 2009. – №4. – С. 6-13.

Надійшла 21.12.2010