

Чернець М.В.,***

Берега В.В.,*

Чернець Ю.М.*

*Дрогобицький державний педагогічний
університет імені Івана Франка,
м. Дрогобич, Україна,** Люблінський політехнічний інститут,
м. Люблін, Польща

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ, ЗНОШУВАННЯ І ДОВГОВІЧНОСТІ КОНІЧНИХ КОСОЗУБИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ДВОПАРНОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ. ЧАСТИНА 1. ВПЛИВ МОДУЛЯ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Конічні косозубі передачі належать до широко використовуваних у сучасному машинобудуванні видів зубчастих передач. Важливою з точки зору інженерної практики є оцінка впливу на зношування і довговічність таких їх основних параметрів як модуль зачеплення та передавальне відношення. Такий загальний аналіз було проведено лише у [2, 3] для однопарного зачеплення. Нижче з використанням методу дослідження кінетики зношування конічних передач [1] проведено аналіз закономірностей цього впливу при двопарному зачепленні.

Розв'язок трибоконтактної задачі проведено за наступних вихідних даних:

1. Частота обертання вихідного вала $n_1 = 750$ об/хв.
2. Потужність на вихідному валу $P = 20$ кВт.
3. Кількість зубів коліс $z_{1K} = 20$; $z_{2K} = z_{1K} u_K$.
4. Передавальне відношення передачі $u_K = 3$; 5.
5. Нормальний модуль зачеплення $m = 4, 5, 6$ мм.
6. Кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$.
7. Ширина вінця шестерні $b = 50$ мм.
8. Коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,07$.
9. Допустиме зношування зубів $h_{\bullet} = 0,3$ мм.
10. Матеріал шестерні та його характеристики: сталь 38ХМЮА, азотування на глибину 0,4 ... 0,5 мм, НВ 600; $\sigma_B = 1040$ МПа (границя міцності), $C_1 = 3,5 \cdot 10^6$, $m_1 = 2$ – характеристики зносостійкості сталі.
11. Матеріал колеса та його характеристики: сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_B = 981$ МПа, $C_2 = 0,17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,5$.
12. Пружні постійні сталей: $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа, $\mu = 0,3$.
13. Мазильний матеріал – осьова олива з трьохпроцентної антизношувальної присадки.
14. У зачепленні при $\beta > 10^\circ$ перебуває дві пари зубів. При $\beta \leq 5^\circ$ буде двопарно – однопарне зачеплення (на вході та виході зубів з зачеплення – двопарне, а в околі полюса зачеплення – однопарне). Результати розв'язку подано на рис. 1 - 10.

1. Максимальні контактні тиски

Вони вказують рівень контактної навантажувальної здатності передачі.

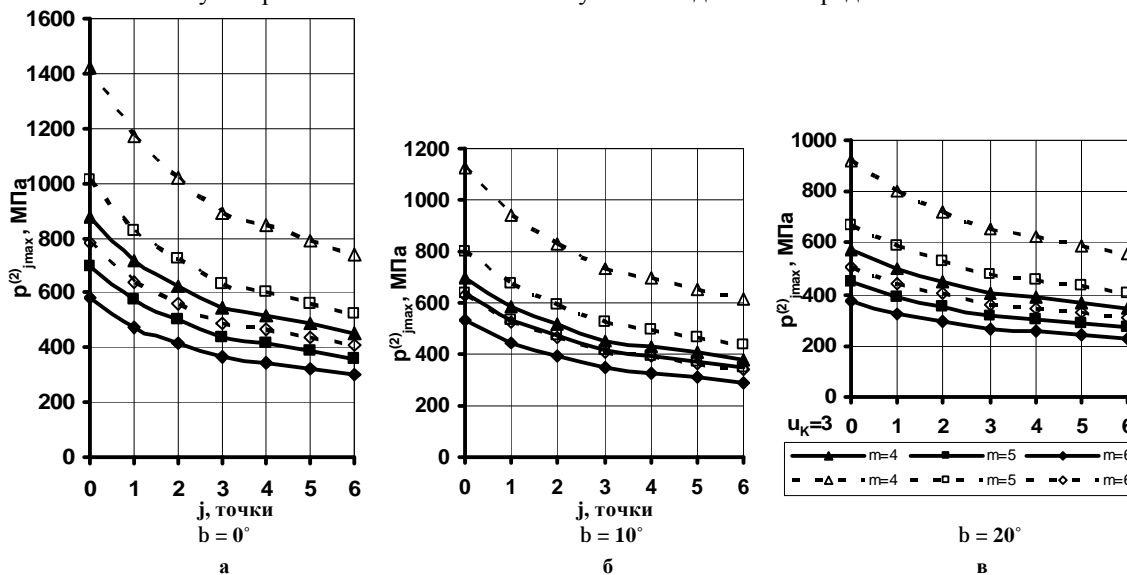


Рис. 1 – Зміна максимальних контактних тисків при $u_K = 3$

Зокрема на рис. 1, 2 наведено закономірності зміни максимальних контактних тисків $p_{j\max}^{(w)}$ при двопарному ($w = 2$) зачепленні зубів, визначених у семи точках контакту їх поверхонь від моменту входу у зачеплення ($j = 0$) до моменту виходу ($j = 6$). На вході у зачеплення тиски сягають найбільших значень. Суцільні лінії відповідають торцевому перерізу, де нормальний модуль зачеплення m є найбільшим, а штрихові лінії - внутрішньому перерізу, де нормальний модуль зачеплення m є найменшим [1].

Вплив модуля на $p_{j\max}^{(2)}$ рівень є суттєвим для обох досліджуваних перерізів зуба, а більш значимим на вході зубів у зачеплення $j = 0$. Чим більшим є величина модуля зачеплення, тим меншим буде рівень тисків. Для однакових модулів при зростанні передавального відношення передачі величина і характер зміни тисків є близьким у торцевому перерізі. А от у внутрішньому перерізі спостерігається у цьому випадку зниження рівня тисків.

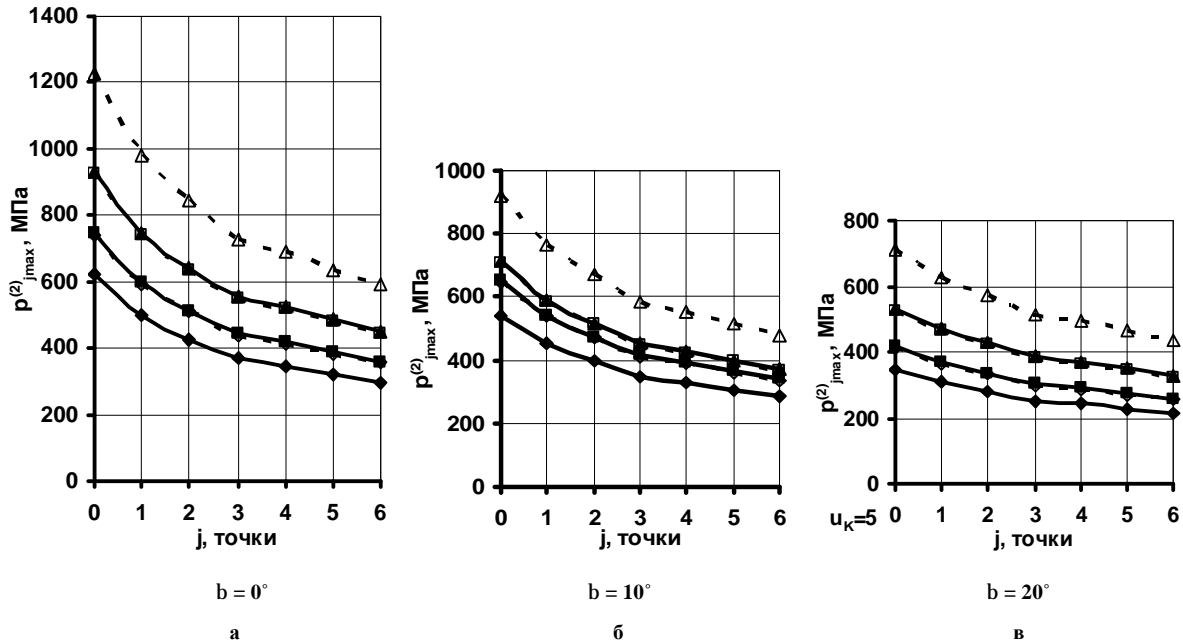


Рис. 2 – Зміна максимальних контактних тисків при $u_k = 5$

2. Швидкість ковзання у зачепленні

На рис. 3, 4 подано закономірності зміни v_j .

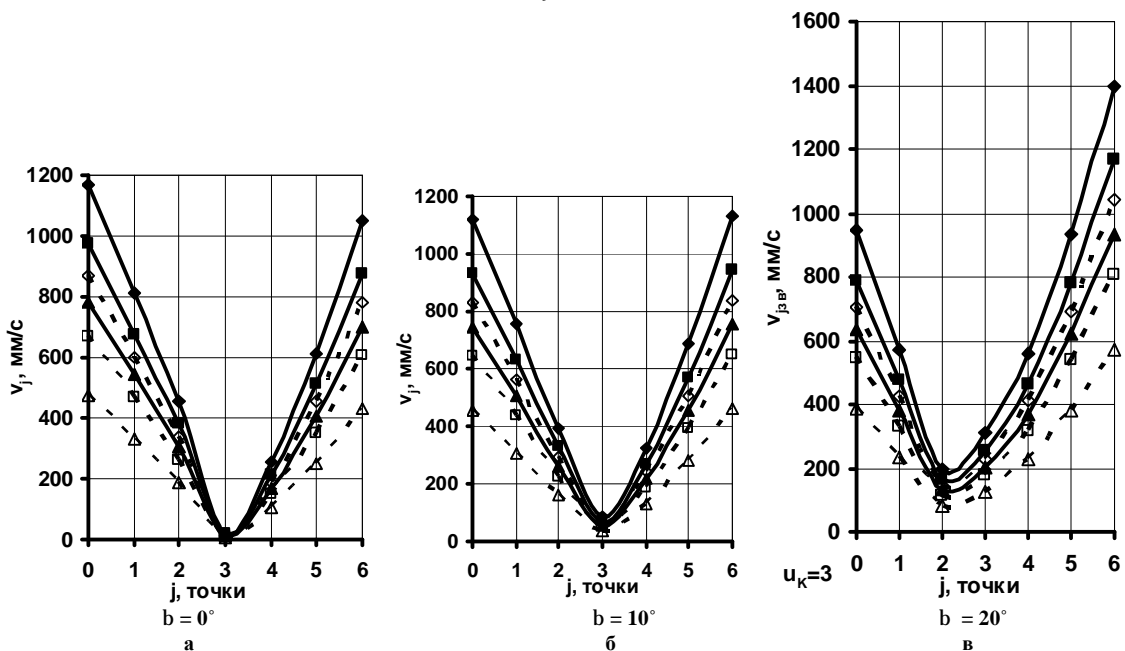
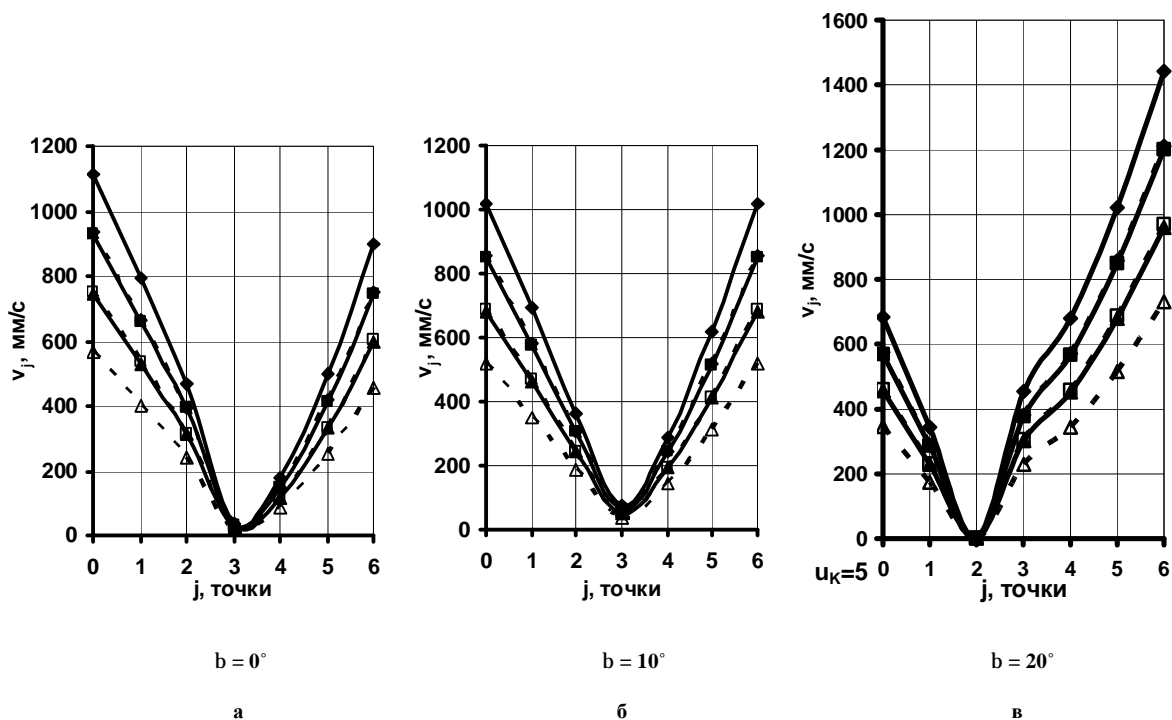


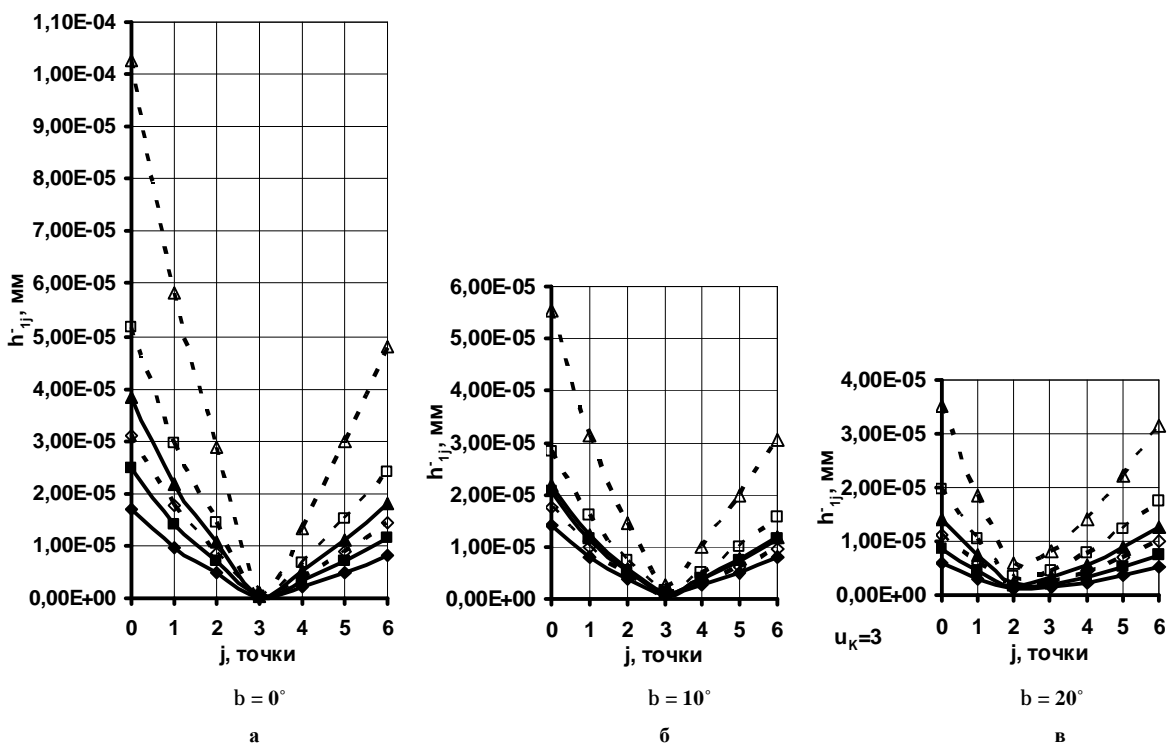
Рис. 3 – Зміна швидкостей ковзання при $u_k = 3$

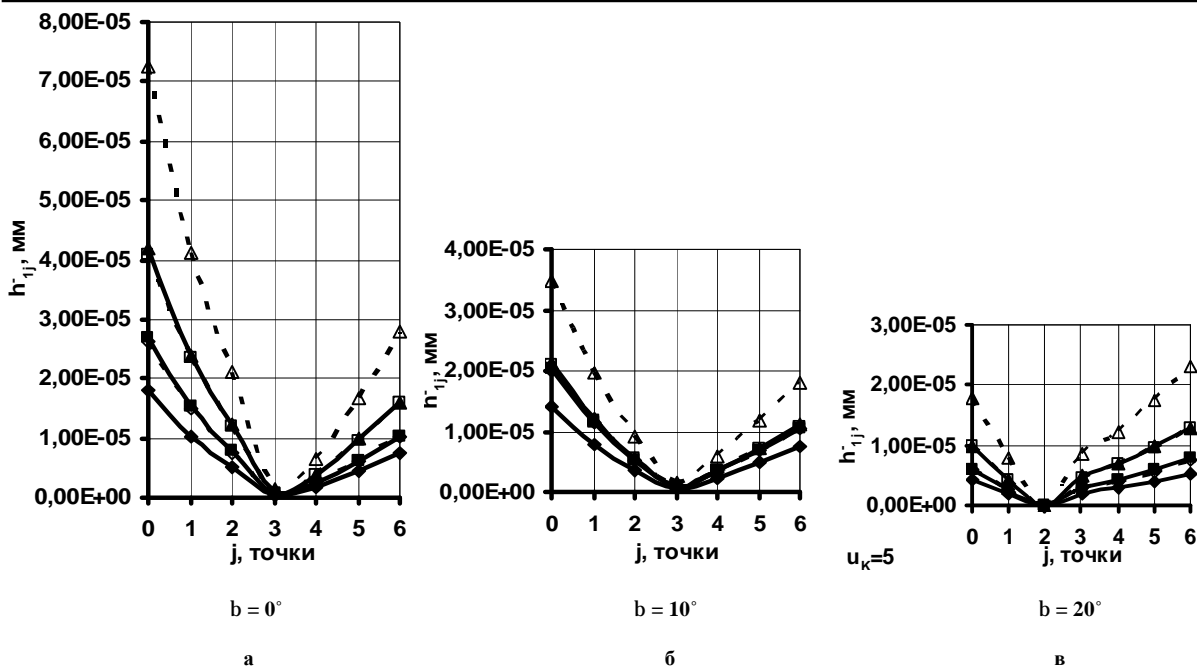
Рис. 4 – Зміна швидкостей ковзання при $u_k = 5$

Збільшення модуля зацеплення призводить до збільшення швидкостей ковзання. При цьому із зростанням кута нахилу зубів β зменшуються їх величини на вході у зацеплення, а зростають на виході із нього. Зміна передавального відношення передачі виявляє певний вплив на зміну швидкостей ковзання у крайніх точках зацеплення.

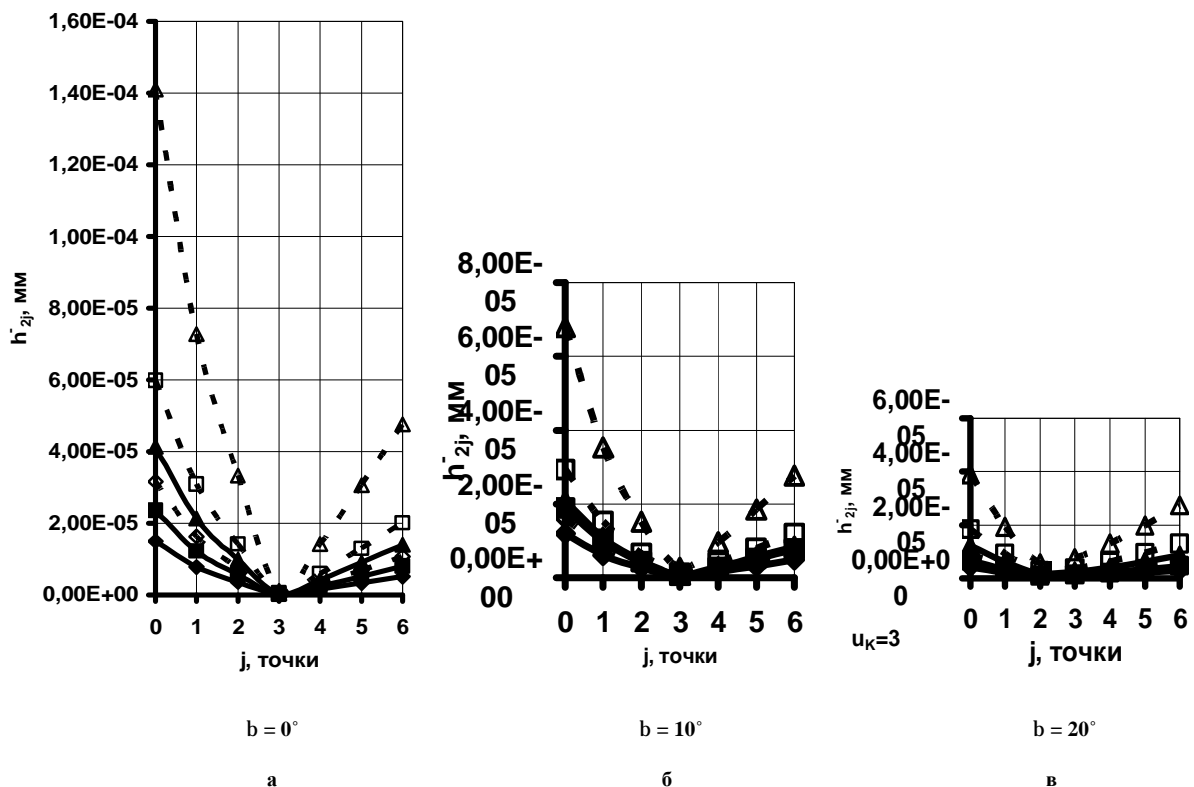
3. Зношування зубів коліс

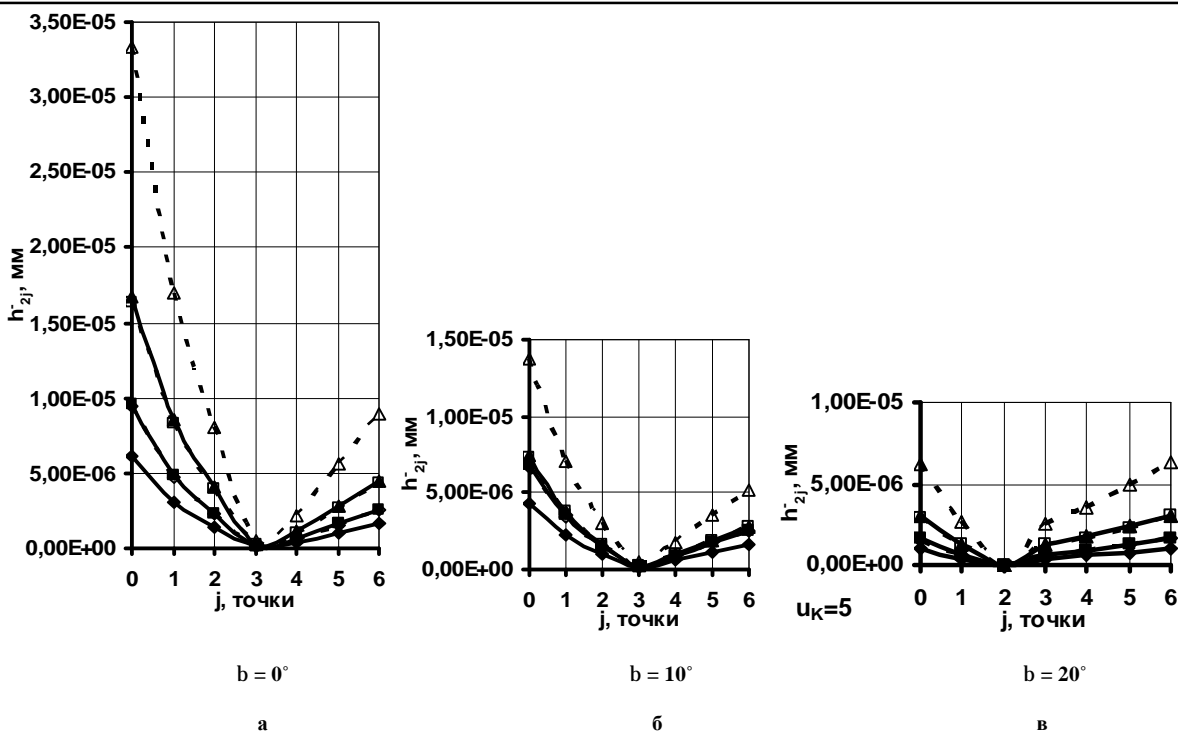
Встановлено закономірності кінетики зношування зубів вздовж робочих профілів (рис. 5, 6).

Рис. 5 – Зміна лінійного зношування зубів шестерні протягом 1 год при $u_k = 3$

Рис. 6 – Зміна лінійного зношування зубів шестерні протягом 1 год при $u_k = 5$

Зростання модуля призводить до зниження лінійного зношування зубів. Чим більшим є кут нахилу тим меншим є величина зношування зубів шестерні. На загал воно зменшується для $\beta = 20^\circ$ близько 4-х разів. Збільшення передавального відношення u_k передачі мало впливає на зміну зношування зубів в торцевому перерізі, однак воно помітно знижується у внутрішньому перерізі 20° спричиняє приблизно у 3 рази збільшення мінімальної довговічності передачі. Зростання передавального відношення мало впливає на ресурс.

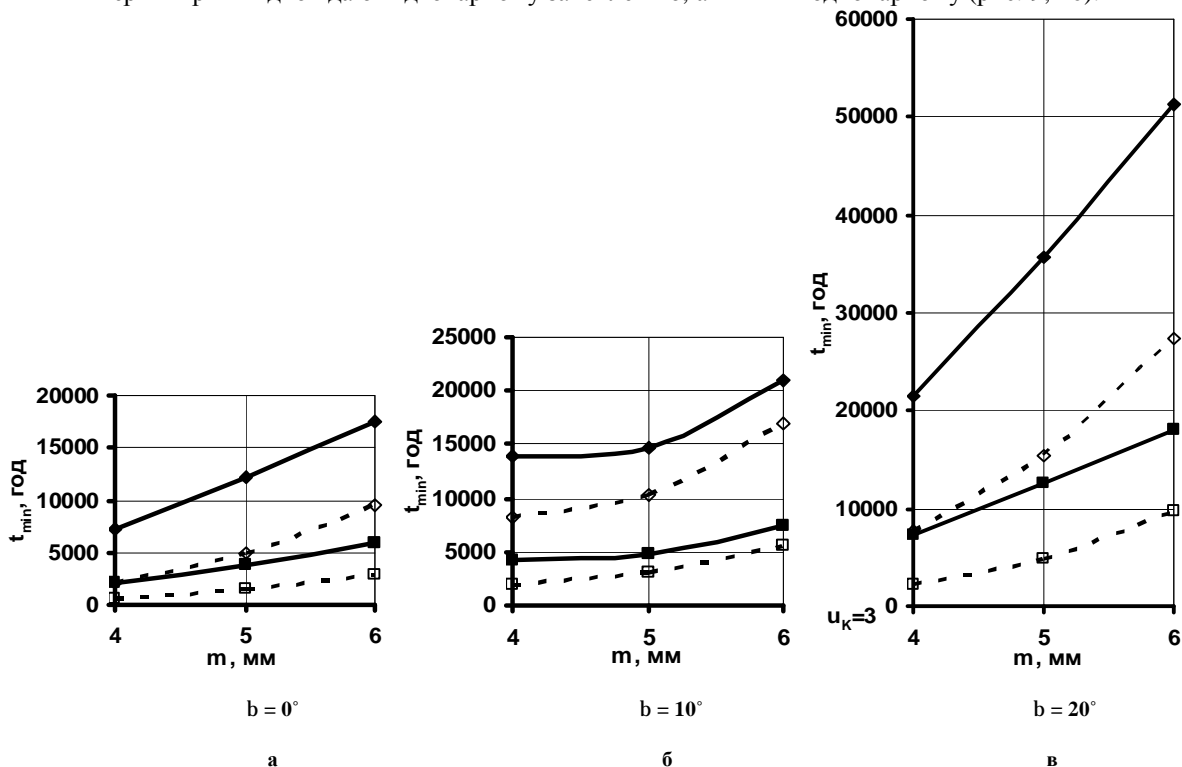
Рис. 7 – Зміна лінійного зношування зубів колеса протягом 1 год при $u_k = 3$

Рис. 8 – Зміна лінійного зношування зубів колеса протягом 1 год при $u_k = 5$

При зростанні модуля зуби колеса в торцевому перерізі при $u_k = 3$ зношуються так як зуби шестерні. Однак їх зношування у внутрішньому перерізі буде вищим. При передавальному відношенні $u_k = 5$ зуби колеса зношуватимуться менше у 2 - 3 рази у порівнянні із зубами шестерні в обох досліджуваних перерізах. Тут збільшення u_k від 3 до 5 призводить до близько трикратного зменшення зношування.

4. Мінімальна довговічність передачі

Верхні криві відповідають двопарному зачепленню, а нижні – однопарному (рис. 9, 10).

Рис. 9 – Вплив модуля на довговічність передачі при $u_k = 3$

Із зростанням модуля зачеплення суттєво зростає ресурс передачі особливо при двопарному зачепленні. Збільшення кута нахилу зубів до 20° спричиняє приблизно у 3 рази збільшення мінімальної довговічності передачі (на вході або ж на виході зубів із зачеплення). Зростання передавального відношення мало впливає на ресурс передачі.

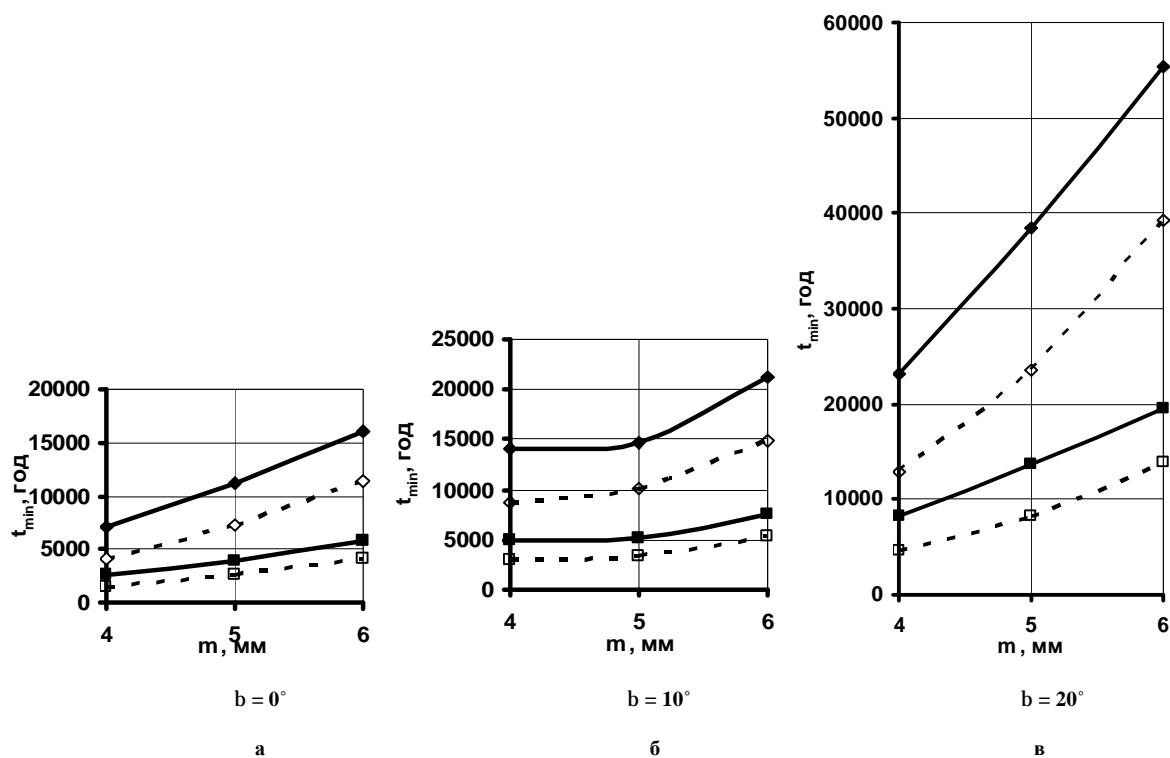


Рис. 10 – Вплив модуля на довговічність передачі при $u_K = 5$

Наведені результати досліджень свідчать про ефективність використовуваного авторського методу для встановлення закономірностей кінетики зношування конічних передач.

Література

1. Чернець М.В., Келбінські Ю., Береза В.В. Метод прогнозування оцінки зношування конічних передач з косими зубами // Проблеми трибології. – 2009. – № 4. – С. 6-13.
2. Чернець М.В., Береза В.В., Чернець Ю.М. Оцінка впливу параметрів евольвентних конічних передач на їх довговічність та зношування. Ч.1. Прямозубі передачі // Проблеми трибології. – 2011. – № 1. – С. 12-18.
3. Чернець М.В., Береза В.В., Чернець Ю.М. Оцінка впливу параметрів евольвентних конічних передач на їх довговічність та зношування. Ч.2. Косозубі передачі // Проблеми трибології. – 2011. – № 2. – С. 6-12.

Надійшла 20.04.2011