

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.4(93).16251

М. В. ЧЕРНЕЦЬ, А. О. КОРНІЄНКО, С. В. ФЕДОРЧУК

Національний авіаційний університет, Київ

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАХИЛУ ЗУБІВ МЕТАЛОПОЛІМЕРНОЇ КОСОЗУБОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ З ПОЛІАМІДНИХ КОМПОЗИТИВ НА КОНТАКТНІ ТИСКИ ТА РЕСУРС

Згідно авторського методу розрахунку металоолімерних (МП) зубчастих передач проведено дослідження контактної міцності і довговічності металоолімерних циліндричних косозубих передач з колесом з ненаповнених поліамідів PA6, PA66 та композитів на основі поліаміду PA6, наповненого скляними (PA6+30GF) або вуглецевими (PA6+30CF) волокнами, дисульфідом молібдену (PA6+MoS₂), литого з мастилом (PA6+Oil). Враховано умови зачеплення зубів коліс у циклі зачеплення. Проведено розрахунок максимальних контактних тисків впродовж циклу взаємодії зубів – від входу у зачеплення до виходу з нього при різних кутах нахилу зубів. Розраховано довговічність передач та наведено їх порівняльну оцінку при використанні вказаних полімерних матеріалів. Встановлено якісні і кількісні закономірності зміни вказаних службових характеристик МП передач при досягненні прийнятого допустимого зношування зубів полімерного колеса.

Ключові слова: металоолімерна циліндрична косозуба передача, поліамід PA6, PA66 та композити PA6+30GF, PA6+30CF, PA6+MoS₂, PA6+Oil; розрахунковий метод контактної міцності зубів та довговічності МП зубчастих передач

Вступ. Металоолімерні (МП) зубчасті передачі набули достатньо широкого застосування. Косозубі передачі порівняно з прямозубими відзначаються вищою несучою здатністю, зносостійкістю і довговічністю.

Одним з поширених полімерних матеріалів для МП зубчастих передач є поліаміди, зокрема PA6, з різного виду наповнювачами (дисульфідом молібдену, скло- та вуглеволоконном, мастилом). Його широке використання зумовлене високими механічними, експлуатаційними та трибологічними характеристиками.

Важливим і практично необхідним є розрахунок контактної міцності і ресурсу МП передач з поліамідів PA6, PA66 та композитів PA6+30GF, PA6+30CF, PA6+MoS₂, PA6+Oil полімерних композитів. Проте, не зважаючи на достатньо широке і зростаюче використання МП зубчастих передач, ефективні розрахункові методи оцінки цих характеристик у літературі фактично відсутні. Лише у праці [1] за спрощеним методом [2] було проведено часткове дослідження МП циліндричної передачі з колесо PA6+30GF та PA6+30CF. Відсутні також вказаного виду дослідження різними чисельними методами.

В працях [3 – 5] подано результати розрахунку контактної та згинальної міцності зубів циліндричних МП прямозубих передач. Зокрема в [3, 4] вивчено вплив розподілу навантаження між зубчастими колесами на вказану напругу в МП передачі сталь S355J2 шестерня / поліамід PA66 колесо. В роботі [5] проведено оцінку максимальних контактних тисків і швидкостей ковзання цієї передачі.

У роботах [6 – 9] подано авторський метод розрахунку МП зубчастих передач. Він базується на методах розрахунку різних видів металевих зубчастих

передач (циліндричних, конічних, черв'ячних) [10 – 16]. Нижче наведено результати дослідження контактної міцності і ресурсу зубчастих МП передач з поліамідів PA6, PA66 та композитів PA6+30GF, PA6+30CF, PA6+MoS₂, PA6+Oil.

Метод розв'язку. Для дослідження МП зубчастих передач, де у зачепленні має місце тертя ковчання з проковзування, використовується математична модель трибопроцесу [11 – 14]. Відповідно лінійне зношування h зубів обчислюється за формулою

$$h_k = \frac{vt}{C_k} \left(\frac{\tau}{\tau_S} \right)^{m_k}. \quad (1)$$

З урахуванням умов роботи та особливостей контакту зубів у процесі їх взаємодії функція лінійного зношування h'_{kj} зубів передачі у довільній точці j їх бокової поверхні протягом одиничного часу t'_j трибоконтакту для однопарного зачеплення матиме вигляд

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (f p_{j\max})^{m_k}}{C_k (0.5\sigma_B)^{m_k}} = \frac{v_j t'_j (\tau_{j\max})^{m_k}}{C_k (\tau_S)^{m_k}}. \quad (2)$$

де $j=0, 1, 2, 3, \dots$ – довільні точки контакту зубів від входу у зачеплення до виходу з нього; $v_j = v$ – швидкість ковчання у j -тих точках бокових поверхонь зубів; $t'_j = 2b_j/v_0$ – час трибоконтакту зубів протягом переміщення j -тої точки їх співдотику по контуру зуба на ширину площадки контакту; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha_t$ – швидкість переміщення точки контакту по контуру зуба; ω_1 – кутова швидкість шестерні; $r_1 = z_1 m$ – дільний радіус шестерні; m – модуль зачеплення; α_t – торцевий кут зачеплення; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; z_1 – кількість зубів шестерні; $p_{j\max}^{(2)} = p_{j\max} / \sqrt{2}$ – для двопарного зачеплення; p – контактний тиск, який визначається методами теорії пружності; $\tau = fp$ – питома сила тертя за законом Кулона; $k = 1; 2$ – нумерація коліс (1 – шестерня, 2 – зубчасте колесо); f – коефіцієнт тертя ковчання; C_k, m_k – характеристики зносостійкості матеріалів трибопари для прийнятих умов; $\tau_S = \sigma_B/2$ – границя міцності полімерного матеріалу на зріз; σ_B – границя його міцності при розтягу (стиску).

Лінійне зношування зубів протягом заданого ресурсу роботи t^* передачі за незмінних умов їх контактної взаємодії встановлюється так:

$$h_{kj} = 60 n_k h'_{kj} t^*, \quad (3)$$

де n_k – кількість обертів зубчастих коліс.

Довговічність (ресурс) t передачі при заданому граничному зношуванні h_{k*} зубів

$$t = h_{k*} / \bar{h}_{kj}, \quad \bar{h}_{kj} = 60 n_k h'_{kj}. \quad (4)$$

Швидкість ковчання в довільній точці j профілю зуба обчислюється за формулою

$$v_j = \omega_1 r_{b1} (tg \alpha_{t1j} - tg \alpha_{t2j}), \quad (5)$$

де $\alpha_{t1j} = \arctan(\tan \alpha_{t10} + j \Delta\varphi)$, $\alpha_{t2j} = \arccos[(r_2/r_{2j}) \cos \alpha_t]$.

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

$$p_{j\max} = 0,564 \sqrt{N'/\theta\rho_j}, \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N'\rho_j}, \quad (6)$$

де $N' = N/bw$; $N = T_{nom}K_g/r_1 \cos \alpha_t$ – сила у зачепленні; $T_{nom} = 9550P/n_1$ – номінальний крутний момент; P – потужність на ведучому валі; n_1 – кількість обертів шестерні; K_g – коефіцієнт динамічності; $\theta = (1 - v_1^2)/E_1 + (1 - v_2^2)/E_2$; E, ν – модуль Юнга та коефіцієнт Пуасона матеріалів коліс; b – ширина колеса; w – число пар зачеплень; ρ_j – зведений радіус кривини робочих профілів зубів.

Зведений радіус кривини зубів циліндричної передачі

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, j = 0, 1, 2, 3, \dots, s, \quad (7)$$

де ρ_{1j}, ρ_{2j} – відповідно кривини бічних поверхонь зубів шестерні і колеса; $j = 0, j = s$ відповідають першій та останній точці зачеплення зубів.

Відповідно, радіуси кривини зубів шестерні і колеса у циліндричній прямозубій передачі у j -тій точці зачеплення визначаються за залежностями

$$\rho_{1j} = \frac{\rho_{t1j}}{\cos \beta_b}, \rho_{2j} = \frac{\rho_{t2j}}{\cos \beta_b}, \quad (8)$$

$$\beta_b = \arctan(\tan \beta \cos \alpha_t), \alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta}\right), \rho_{t1j} = r_{b1} \tan \alpha_{t1j},$$

$$\rho_{t2j} = r_2 \sqrt{\left(\frac{r_{2j}}{r_2}\right)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \alpha_{t1j} = \arctan(\tan \alpha_{t10} + j\Delta\varphi),$$

$$\alpha_{t2j} = \arccos\left[\left(r_2/r_{2j}\right) \cos \alpha_t\right], r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t, r_1 = mz_1/2 \cos \beta,$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t, r_2 = mz_2/2 \cos \beta,$$

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

$$r_{a2} = r_2 + m, r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_{1j}^2 - 2ar_{1j} \cos(\alpha_t - \alpha_{t1j})},$$

$$r_{1j} = r_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{t1j}, a = (z_1 + z_2)m/2 \cos \beta,$$

$$\alpha_{t1s} = \arctan \sqrt{(r_{1s}/r_1)^2 - \cos^2 \alpha_t}, r_{1s} = r_{a1} - r, r_{a1} = r_1 + m,$$

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

де r_1, r_2 – відповідно радіуси ділільних кіл шестерні і колеса; r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл шестерні і колеса; r_{a1}, r_{a2} – радіуси вершин зубів коліс; r – радіус заокруглення вершин зубів; u – передаточне відношення; $\Delta\varphi$ – кут повороту зуба шестерні з точки початкового контакту (т.0) в точку 1 і т. д.; z_1, z_2 – кількість зубів коліс; β – кут нахилу зубів; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; α_t – торцевий кут зачеплення; $\alpha_{t10}, \alpha_{t1s}$ – кути, що вказують розташування першої і останньої точок зачеплення зуба шестерні на лінії зачеплення; $\alpha_{t20}, \alpha_{t2s}$ – кути, що вказують розташування першої і останньої точок зачеплення зуба колеса на лінії зачеплення.

Мінімальна довжина лінії контакту

$$l \frac{b\varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{(1-n_\alpha)(1-n_\beta)}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right]_{\min} \text{ при } n_\alpha + n_\beta > 1, l \frac{b\varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{n_\alpha n_\beta}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right]_{\min} \text{ при } n_\alpha + n_\beta \leq 1, \quad (9)$$

де $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ – відповідно коефіцієнти торцевого і покровкового перекриття передачі; n_α, n_β – дробові частини цих коефіцієнтів;

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

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

У циліндричній косозубій передачі реалізується дво – одно – двопарне зачеплення зубів, а при куті нахилу зубів $\beta = 10^\circ$ воно буде три – дво – трипарним. Кути переходу ($\Delta\varphi_{1F_2}$) від двопарного до однопарного і знову до двопарного ($\Delta\varphi_{1F_1}$) зачеплення розраховуються так:

$$\Delta\varphi_{1F_2} = \varphi_{10} - \varphi_{1F_2}, \quad \Delta\varphi_{1F_1} = \varphi_{10} + \varphi_{1F_1}; \quad (10)$$

де $\varphi_{1F_2} = \tan \alpha_{F_2} - \tan \alpha_t$, $\varphi_{1F_1} = \tan \alpha_{F_1} - \tan \alpha_t$, $\varphi_{10} = \tan \alpha_{t10} - \tan \alpha_t$;

$$\tan \alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_1) + 0.5 p_b n_\beta}{r_1 \cos \alpha}, \quad \tan \alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_2) - 0.5 p_b n_\beta}{r_1 \cos \alpha}; \quad (11)$$

де $p_b = \pi m \cos \alpha_t / \cos \beta$ – крок зачеплення.

При три – дво – трипарному зачепленні

$$\tan \alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_1) + 0.5 p_b (1 - n_\beta)}{r_1 \cos \alpha}, \quad \tan \alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_2) - 0.5 p_b (1 - n_\beta)}{r_1 \cos \alpha}. \quad (12)$$

Кут виходу $\Delta\varphi_{1E}$ зубів із зачеплення встановлюється за формулою

$$\Delta\varphi_{1E} = \varphi_{10} + \varphi_{1E}; \quad (13)$$

де $\varphi_{1E} = tg \alpha_E - tg \alpha_t$, $\alpha_E = \arccos(r_{b1}/r_{1s})$.

Чисельний розв'язок, обговорення. Розглянуто МП зубчасті циліндричні передачі з косими евольвентними зубами зі сталеву шестерню та полімерним колесом. Матеріали коліс:

- сталь 45 нормалізація, шліфівка, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$; $C = 10^9$, $m = 2$;
- поліаміди и композити – табл. 1.

Таблиця 1

Характеристики поліамідів і композитів

Характеристики поліамідів	Термопластичні полімерні матеріали					
	PA6	PA66	PA6+30GF	PA6+MoS ₂	PA6+30CF	PA6+Oil
Модуль Юнга E , МПа	2000	2300	2700	1660	3300	1960
Коефіцієнт Пуасона ν	0,4	0,4	0,41	0,4	0,41	0,4
Коефіцієнт тертя f	0,23	0,23	0,31	0,23	0,25	0,25

Примітка: PA6+30GF – наповнювач скловолокно (30 об'ємних %) з дрібними волокнами, PA6+30CF – вуглеволокно (дрібні волокна – 30%), PA6+MoS₂ – дисульфід молібдену, PA6+Oil – литий з мастилом.

Характеристики зносостійкості C , m полімерів наведено у табл. 2.

Таблиця 2

Поліаміди і композити на їх основі

Характеристики зносостійкості	Термопластичні полімерні матеріали					
	PA6	PA66	PA6+30GF	PA6+MoS ₂	PA6+30CF	PA6+Oil
$C \cdot 10^6$	1,34	1,98	1,88	3,08	3,67	4,20
m	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
τ_s , МПа	40	40	50	38	40	38

Вихідні дані для розрахунку є наступними: $T_{nom} = 4000$ Нмм, $n_1 = 700$ об/мин; $\beta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$; $K_g = 1,2$; $m = 4$ мм, $u = 3$, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $b = 50$ мм, $h_{2*} = 0,5$ мм.

Результати чисельного розв'язку по розрахунку контактних і довговічності МП передач подано на рис. 1 - 4. Відповідно на рис. 1 - 3 показано зміну

максимальних контактних тисків p_{jmax} у для досліджуваних полімерних матеріалів у вибраних точках контакту протягом циклу зачеплення зубів.

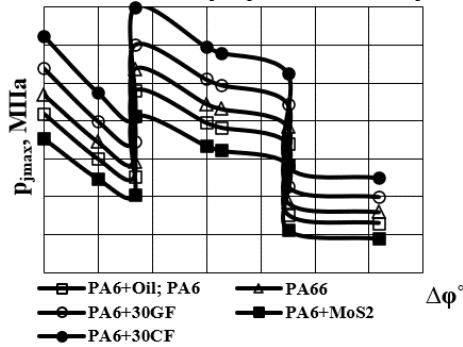


Рис. 1. Максимальні контактні тиски у зачепленні при $\beta = 0^\circ$

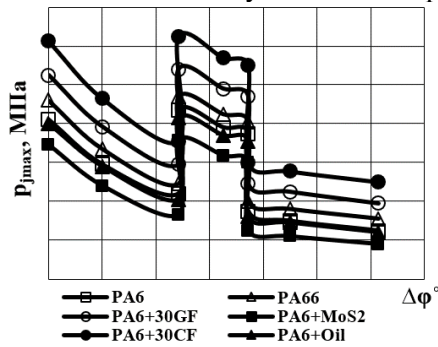


Рис. 2. Максимальні контактні тиски у зачепленні при $\beta = 5^\circ$

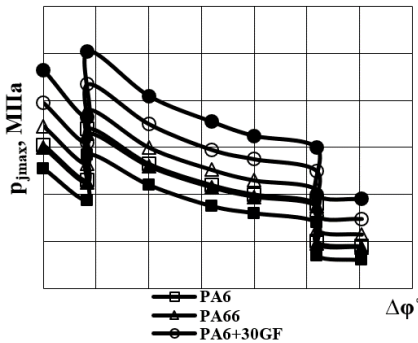


Рис. 3. Максимальні контактні тиски у зачепленні при $\beta = 10^\circ$

На рисунках зліва розташована область лівої фази двопарного ($\beta = 0^\circ, 5^\circ$) чи трипарного ($\beta = 10^\circ$) зачеплення, яка змінюється при збільшенні кута нахилу зубів. При дво – одно – двопарному зачепленні (рис. 1, 2) зі зростанням кута нахилу зубів збільшується протяжність двопарного зачеплення та зменшується протяжність однопарного зачеплення (центральна фаза). Це покращує умови роботи передачі. Також тут при $\beta = 5^\circ$ збільшується протяжність правої фази двопарного зачеплення зубів.

У прямозубій передачі ($\beta = 0^\circ$) найвищі контактні тиски p_{jmax} будуть на вході зубів у однопарне зачеплення, а дещо нижчі (у 1,09 рази) – на вході зубів у ліву фазу двопарного зачеплення. При куті нахилу $\beta = 5^\circ$ найвищі p_{jmax} є близькими за величиною у цих обох точках зачеплення зубів. Вони є 1,07 раза

нижчими, як при $\beta = 0^\circ$. Відповідно при $\beta = 5^\circ$ помітно збільшується коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\gamma = 1.741$ порівняно з $\varepsilon_\alpha = 1,372$ при $\beta = 0^\circ$.

При куті нахилу $\beta = 10^\circ$ виникає три – дво – трипарне зачеплення з сумарним коефіцієнтом перекриття $\varepsilon_\gamma = 2,033$. Тому, відповідно, ліва і права області трипарного зачеплення є вузькими, а центральна область двопарного зачеплення є значною. Найвищі p_{jmax} будуть на вході зубів у двопарне зачеплення, а дещо нижчі (1,06 рази) – на вході зубів у ліву фазу трипарного зачеплення. Натомість зниження p_{jmax} у цій передачі складає 1,33 рази порівняно з прямозубою передачею.

За результатами проведених досліджень встановлено, що використання наповнювачів базового поліаміду PA6 дозволяє знизити рівень максимальних контактних тисків у зачепленні до 1,41 рази (PA6+30CF відносно PA6+MoS₂). А відношення PA6+30CF стосовно PA6 складає 1,28 рази при досліджених кутах нахилу зубів. Безсумнівно це теж дозволяє збільшити довговічність передач, що буде подано нижче.

Мінімальні розрахункові довговічності t_{min} МП передач з колесами з різних видів поліамідів залежно від кута нахилу зубів подано на рис. 4. Мінімальною є довговічність у точці профілю зуба з допустимим зношуванням, яка є різною при різних кутах нахилу зубів.

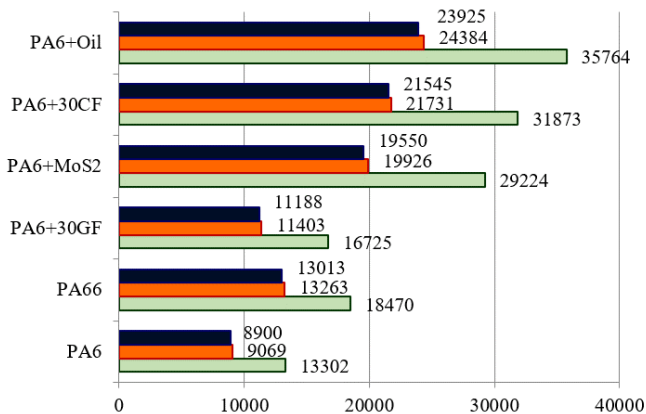


Рис. 4. Мінімальна довговічність МП передач при різних кутах нахилу зубів:

■ – $t_{min}, \beta = 0^\circ$; ■ – $t_{min}, \beta = 5^\circ$; ■ – $t_{min}, \beta = 10^\circ$.

Козозуба передача з кутом нахилу зубів $\beta = 5^\circ$ досягає незначного підвищення довговічності у порівнянні з прямозубою передачею (до 1,02 рази). При куті контакту $\beta = 10^\circ$ довговічність МП передач з усіх полімерних матеріалів зростає у приблизно 1,5 рази.

Найнижча довговічність передачі буде з колесом з ненаповненого поліаміду PA6. Передача з PA6+30GF матиме у 1,25 рази вищу довговічність від передачі з PA6. Відношення довговічностей передач з PA66 та PA6 складає 1,46 рази. Значно вищу довговічність мають передачі з колесом з поліамідних композитів PA6+MoS₂ (2,19 рази), PA6+30CF (2,43 рази), PA6+Oil (2,68 рази).

Висновки:

1. Найвищі тиски виникають у зачепленні при використанні PA6+30CF, а дещо нижчі – при PA6+30GF. Рівень тисків залежить від модуля Юнга, а він є найбільшим саме у цих композитів. Найнижчими будуть максимальні тиски при використанні композиту PA6+MoS₂.

2. Найнижчу довговічність має передача з колесом з поліаміду PA6. Значно вищою буде довговічність МП передач з колесом з поліамідних композитів PA6+MoS₂, PA6+30CF, PA6+Oil. Внаслідок наповнення базового поліаміду PA6 різними компонентами можливо суттєво збільшити довговічність МП передач.

3. При куті нахилу зубів $\beta = 10^\circ$ виникає три – дво – трипарне зачеплення, при якому суттєво зростає довговічність передачі та знижується максимальний контактний тиск у зачепленні.

Список літератури

1. Шилько С.В., Старжинский В.Е. Расчет износостойкости зубчатой передачи с колесами из армированных композиционных материалов // Трение и износ. – 1993 (13), №3, 444 – 451.

2. Дроздов Ю.Н. К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения // Износостойкость. – М.: Наука, 1975. – С. 120–135.

3. C.J. Hooke, S.N. Kukureka, P. Liao, M. Rao, Y.K. Chen. The Friction and Wear of Polymers in Non-Conformal Contacts. Wear, 200, 1996: 83–94.

4. G. Kalacska, M. Kozma, P. De Baets, R. Keresztes, L. Zsidai. Friction and Wear of Engineering Polymer Gears, Proc. of WTC 2005. World Tribology Congress III, September, 2005, Washington, D.C., USA, pp. 259-260.

5. R. Keresztes, G. Kalacska, Friction of Polymer / Steel Gear Pairs. Plastics and Rubber, 45, 2008: 236–242.

6. Chernets M.V., Shil'ko S.V., Pashechko M.I., and Barshch M. Wear resistance of glass- and carbon-filled polyamide composites for metal-polymer gears. Journal of Friction and Wear // 2018, Vol. 39, No. 5, p.p. 361 – 364.

7. Chernets M. Method of calculation of tribotechnical characteristics of the metal-polymer gear, reinforced with glass fiber, taking into account the correction of tooth // Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability. – 2019. – Vol 21, Issue 4. – P. 546–552.

8. Czerniec M., Kornienko A. Prediction of the Service Life of Metal-Polymer Gears Made of Glass and Carbon Fibre-Reinforced Polyamide, Considering the Impact of Height Correction // Advances in Science and Technology Research Journal. – 2020, Vol. 14, Issue 3. – pages 15–21.

9. Chernets M., Shil'ko S., Kornienko A. Calculated assessment of contact strength, wear and resource of metal – polymer gears made of dispersion - reinforced composites // Applied Engineering Letters, 2021, Vol. 6 (2), p.p. 54 – 61.

10. Чернець М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. В 3-х томах. Т.2. Поверхнєве зміцнення конструкційних матеріалів трибосистем ковзання. – Дрогобич: КОЛО. – 2001. – 512 с.

11. Chernets M., Chernets Ju. The simulation of influence of engagement conditions and technological teeth correction on contact strength, wear and durability of cylindrical spur gear of electric locomotive // Proc. JMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology, 2017; Vol. 231, No 1, p.p. 57 – 62.

12. Chernets M. A generalized method for predicting contact strength, wear and life of involute conical spur and helical gears: Part 1. Spur gears // Tribologia, 2018, №1, p.p. 11 – 18.

13. Chernets M. A generalized method for predicting contact strength, wear and life of involute conical spur and helical gears: Part 2. Helical gears // Tribologia, 2018, №1, p.p. 19-23.

14. Чернец М. В., Келбиньски Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Проблеми трибології. – 2004. - № 3. – С. 61 – 70.

15. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Прогнозування довговічності черв'ячних передач з архімедовим та евольвентним черв'яком // Проблеми трибології. – 2011. – №2. – С. 21 – 25.

16. Chernets M. A Method for predicting Contact Strength and Life of Archimedes and Involute Worm Gears, Considering the Effect of Wear and Teeth Correction // Tribology in Industry. –2019. –№1. – P. 134 – 141.

M. V. CHERNETS, A. O. KORNIENKO, S. V. FEDORCHUK

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE TEETH INCLINATION OF METAL-POLYMER HELICAL SPUR GEARS MADE OF POLYAMIDE COMPOSITES ON THE CONTACT PRESSURE AND RESOURCE

According to the author's method of calculation of metal-polymer (MP) gears, the study of contact strength and resource of MP helical spur gears with a gear made of unfilled polyamides PA6, PA66 and composites based on polyamide PA6 filled with glass (PA6 + 30GF) or carbon (PA6 + 30CF) fibers, molybdenum disulfide (PA6 + MoS₂), cast with oil (PA6 + Oil). The conditions of the teeth engagement in the meshing cycle are taken into account. The calculation of the maximum contact pressures during the cycle of tooth interaction - from the entrance to the engagement to the exit from it at different helical angles. The durability of transmissions is calculated and their comparative estimation at use of the specified polymeric materials is resulted. Qualitative and quantitative regularities of change of the specified service characteristics of MP gears at achievement of the accepted admissible teeth wear of polymeric gears are established.

Key words: metal-polymer helical spur gears, polyamide PA6, PA66 and composites PA6 + 30GF, PA6 + 30CF, PA6 + MoS₂, PA6 + Oil; calculation method of teeth contact strength and resource of MP gears

Referenses

1. Shil'ko S.V., Starzhinskij V.E. Raschet iznosostojkosti zubchastoj peredachi s kolesami iz armirovannyh kompozicionnyh materialov // *Trenie i iznos.* – 1993 (13), №3, 444 – 451.
2. Drozdov Ju.N. K razrabotke metodiki rascheta na iznashivanie i modelirovanie trenija // *Iznosostojkost'*. – M.: Nauka, 1975. – S. 120–135.
3. C.J. Hooke, S.N. Kukureka, P. Liao, M. Rao, Y.K. Chen. The Friction and Wear of Polymers in Non-Conformal Contacts. *Wear*, 200, 1996: 83–94.
4. G. Kalacska, M. Kozma, P. De Baets, R. Keresztes, L. Zsidai. Friction and Wear of Engineering Polymer Gears, Proc. of WTC 2005. World Tribology Congress III, September, 2005, Washington, D.C., USA, pp. 259-260.
5. R. Keresztes, G. Kalacska, Friction of Polymer / Steel Gear Pairs. *Plastics and Rubber*, 45, 2008: 236–242.
6. Chernets M.V., Shil'ko S.V., Pashechko M.I., and Barshch M. Wear resistance of glass- and carbon-filled polyamide composites for metal-polymer gears. *Journal of Friction and Wear* // 2018, Vol. 39, No. 5, p.p. 361 – 364.
7. Chernets M. Method of calculation of tribotechnical characteristics of the metal-polymer gear, reinforced with glass fiber, taking into account the correction of tooth // *Ekspluatacija i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability.* – 2019. – Vol 21, Issue 4. – P. 546–552.
8. Czerniec M., Kornienko A. Prediction of the Service Life of Metal-Polymer Gears Made of Glass and Carbon Fibre-Reinforced Polyamide, Considering the Impact of Height Correction // *Advances in Science and Technology Research Journal.* – 2020, Vol. 14, Issue 3. – pages 15–21.
9. Chernets M., Shil'ko S., Kornienko A. Calculated assessment of contact strength, wear and resource of metal – polymer gears made of dispersion - reinforced composites // *Applied Engineering Letters*, 2021, Vol. 6 (2), p.p. 54 – 61.
10. Chernets M., Pashechko M., Nevchas A. Metody prohozuvannia ta pidvyshchennia znosostiikosti trybotekhnichnykh system kovzannia. V 3-kh tomakh. T.2. Poverkhneve zmitsnennia konstruktsiinykh materialiv trybosystem kovzannia. – Drohobych: KOLO. – 2001. – 512 s.
11. Chernets M., Chernets Ju. The simulation of influence of engagement conditions and technological teeth correction on contact strength, wear and durability of cylindrical spur gear of electric locomotive // *Proc. JMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2017; Vol. 231, No 1, p.p. 57 – 62.

-
12. Chernets M. A Generalized method for predicting contact strength, wear and life of involute conical spur and helical gears: Part 1. Spur gears // Tribologia, 2018, №1, p.p. 11 – 18.
 13. Chernets M. A Generalized method for predicting contact strength, wear and life of involute conical spur and helical gears: Part 2. Helical gears // Tribologia, 2018, №1, p.p. 19-23.
 14. Chernets M. V., Kelbysky Yu. Raschetnaia otsenka yznosa y resursa kosozubыkh эvolventnykh tsylyndrycheskykh peredach // Problemy trybolohii. – 2004. - № 3. – S. 61 – 70.
 15. Chernets M.V., Yarema R.Ia. Prohnozuvannia dovhovichnosti cherviachnykh peredach z arkhimedovym ta evolventnym cherviakom // Problemy trybolohii. – 2011. – №2. – S. 21 – 25.
 16. Chernets M. A Method for predicting Contact Strenght and Life of Archimedes and Involute Worm Gears, Considering the Effect of Wear and Teeth Correction // Tribology in Industry. –2019. –№1. – P. 134 – 141.

Чернець Мирон Васильович – д-р техн. наук, професор, головний науковий співробітник Національного авіаційного університету, myron.czerniec@gmail.com.

Корнієнко Анатолій Олександрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету.

Федорчук Світлана Володимирівна – старший викладач кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національний авіаційний університет.