

УДК 629.833

О. Попов

Професор, д-р техн. наук

Ю. Кіпрєєв

Професор, канд. техн. наук

О. Медведовський

Доцент, канд. техн. наук

Національний університет
кораблебудування
імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв

ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Розв'язано задачу щодо просторового точкового зачеплення евольвентних зубів. Точковий контакт обумовлений поворотом зубів шестерні відносно зубів колеса. Отримано залежності для розрахунку максимальних контактних напружень розмірів еліптичної площадки контакту. Показано високу навантажувальну здатність розглянутих передач.

зубчаста передача, навантажувальна здатність, контактне напруження, система зачеплення, евольвентний профіль

Створення зубчастих передач, що володіють високою навантажувальною здатністю за контактними напруженнями, потрібними масогабаритними показниками і з поліпшеними віброакустичними характеристиками є актуальною проблемою, успішне розв'язання якої визначає розвиток сучасного редукторобудування.

Найбільшою мірою актуальність цієї проблеми виявляється при створенні високошвидкісних (колові швидкості до 150 — 225 м/с) і важко навантажених зубчастих передач (передані потужності від 40 до 100 МВт). Ця проблема є нерозривною частиною існуючих наукових програм і завдань в усіх галузях машинобудування, що випускають зубчасті передачі редукторів.

Зазначеним вимогам, як показали виконані дослідження і нові технічні рішення [1 — 4], відповідають зубчасті передачі редукторів з просторовою точковою системою зачеплення евольвентних зубів.

Найбільш повно дослідження з цієї проблеми викладені в [5 — 7] та інших публікаціях. Крім цього, основні розрахункові залежності й аналіз навантажувальної здатності за контактними напруженнями зубчастих передач з точковою системою зачеплення зубів наведені в [1 — 4]. Ці дослідження базуються на розробленій докт. техн. наук,

проф. Поповим О. П. методології теоретичних досліджень контактної міцності пружно стиснутих півпросторів з початковим лінійним або точковим дотиком тіл, обмежених довільними поверхнями.

Мета статті — створення практичного методу розрахунку контактних напружень і навантажувальної здатності за цими напруженнями нової зубчастої передачі з паралельними осями і точковою системою зачеплення евольвентних зубів, яка складається з конічної шестерні й прямозубого зубчастого колеса. При цьому кут θ початкового (ділильного) конуса ϵ , порівняно з традиційним конічним колесом, величиною малого порядку і не перевищує значень $(5 \dots 30) \cdot 10^{-3}$ рад.

Теоретичні положення. При визначенні максимальних контактних напружень при взаємодії прямих зубів по лінії використовують формулу Герца. У цій теорії розрахунковою моделлю є контакт двох пружно стиснутих циліндрів з паралельними осями, що мають радіуси ρ_1 і ρ_2 , які характеризують кривину бічних профілів у полюсі зачеплення.

Для отримання зачеплення з початковим точковим контактом потрібно зуб шестерні повернути відносно з'єданого з ним зуба колеса на деякий кут θ . У зв'язку з

цим, розрахунковою моделлю буде контакт пружно стиснутих циліндрів уже не з паралельними, а з перехресними під кутом θ осями (рис. 1).

При повороті циліндра 1 відносно циліндра 2 на кут θ лінія контакту kk , яка дорівнює довжині зубів b_w , перероджується, що видно з рис. 1,а, у точку O , яка є початком координат.

Для розв'язання задачі потрібно визначити розрахункову модель контакту в площині zOy , бо в площині zOx спостерігається, незважаючи на поворот циліндра 1 на кут θ , модель контакту циліндрів 1 і 2 з радіусами кривини ρ_1 і ρ_2 . При цьому під радіусом ρ_1^* (рис. 1,б) мається на увазі умовний радіус поверненого на кут θ циліндра 1. Оскільки величина кута θ мала, то практично можна вважати, що радіус $\rho_1^* \approx \rho_1$.

У дійсності переріз 3 кругових циліндрів з радіусом ρ_1^* являє собою переріз еліптичного циліндра з малою піввіссю еліпса $a = \rho_1 \cos \theta$ і великою піввіссю $c = \rho_1$. При малих величинах кутів θ переріз еліпса можна замінити перерізом кола, вважаючи $\rho_1^* = a = c$, що і зроблено на рис. 1,б (переріз 3). При цьому переріз 4 є перерізом кругового циліндра 2.

З рис. 1, а витікає, що при повороті циліндра 1 відносно циліндра 2 на кут θ точка a перейде в положення точки b . Тоді, з огляду на малу величину кута θ , знайдемо

$$ab = 2y \sin \frac{\theta}{2} \approx y\theta, \quad (1)$$

де y — поточна координата.

На підставі малої величини кута θ приймаємо повернений циліндр 1 (рис. 1, а) у площині zOx (рис. 1,б) без

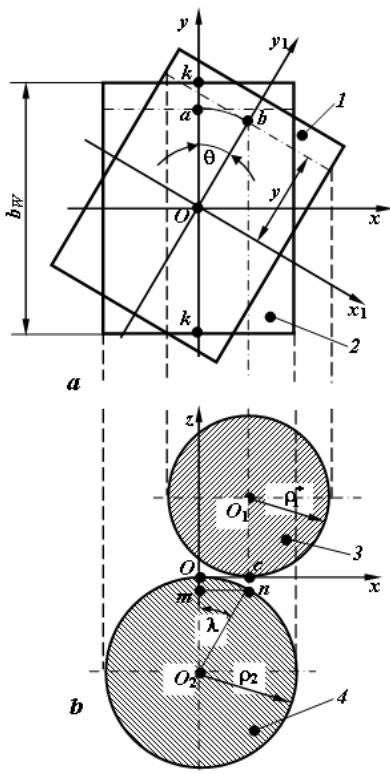


Рис. 1. Поворот циліндрів 1 і 2 відносно один одного (а) і їх перерізи 3 і 4 (б)

зміни з тою лише різницею, що центр кола циліндра 1 зміститься внаслідок повороту в положення точки O_1 відносно центра кола циліндра 2 на величину $ab = Oc$. При цьому точки a і b (рис. 1,а) виявилися спроектованими в точки O і c (рис. 1,б).

З рис. 1,б видно, що

$$\sin \lambda = \frac{mn}{O_2n} = \frac{ab}{O_2n} = \frac{y\theta}{\rho_2},$$

де λ — кут, утворений відрізками O_2m і O_2n .

Вважаючи, що $\sin \lambda \approx \lambda$ через малу величину кута λ , отримаємо:

$$\lambda = \frac{y\theta}{\rho_2}. \quad (2)$$

Позначимо величину відрізка $Om = cn$ (рис. 1,б), що є функцією змінної величини y , через $S_1(y)$ і в результаті тригонометричних перетворень визначимо

$$S_1(y) = (1 - \cos \lambda) \rho_2 = \rho_2 2 \sin^2 \frac{\lambda}{2} = \rho_2 \frac{\lambda^2}{2}. \quad (3)$$

Після підстановки залежності (2), подамо вираз (3) в кінцевому вигляді

$$S_1(y) = \frac{y^2}{2\rho_{01}},$$

де $\rho_{01} = \rho_2 / \theta^2$ — радіус першого еквівалентного циліндра.

Якщо циліндр 2 повернути на кут θ за годинниковою стрілкою до збігу його з положенням циліндра 1, а потім знову повернути у вихідний стан, то в цьому випадку, за аналогією з функцією $S_1(y)$, знайдемо

$$S_2(y) = \frac{y^2}{2\rho_{02}},$$

де $\rho_{02} = \rho_1 / \theta^2$ — радіус другого еквівалентного циліндра.

На підставі виразів $S_1(y)$ і $S_2(y)$ отримаємо функцію

$$S(y) = S_1(y) + S_2(y) = \frac{y^2}{2\rho_0}, \quad (4)$$

де $\rho_0 = \rho_{01}\rho_{02} / (\rho_{01} + \rho_{02}) = \rho_0 / \theta^2$ — зведений радіус кривини у точці контакту еквівалентних циліндрів.

Рівняння (4) характеризує форму зазору між еквівалентними циліндрами в напрямі осі y , що визначається моделлю контакту вказаних двох циліндрів зовнішнього дотику з радіусами кривини ρ_{01} і ρ_{02} . На підставі сказаного і, виходячи з еліптичного закону зміни деформацій на осі y , уявимо функцію $W(y)$ з урахуванням зведеного радіуса ρ_0 в такому вигляді

$$W(y) = \frac{b_k^2}{2\rho_0} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_k^2}} = \frac{b_k^2 \theta^2}{\rho_w} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_k^2}}, \quad (5)$$

де $\rho_w = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ — зведений радіус кривини евольвентних зубів (циліндрів) у полюсі зачеплення.

У напрямі осі x функція контактних напружень $W(x)$, за аналогією з функцією $W(y)$, має вигляд

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}, \quad (6)$$

При навантаженні повернених відносно один одного циліндрів на кут θ точка контакту перероджується в еліптичну площадку $\pi b_0 b_k$, де b_0, b_k — відповідно мала й велика півосі еліпса.

При $x = 0$ і $y = 0$ функції (5) і (6) характеризуються однаковими значеннями максимальних контактних деформацій, у зв'язку з чим запишемо рівність

$$\frac{b_k^2 \theta^2}{\rho_w} = \frac{b_0^2}{\rho_w}, \text{ виходячи з якого отримаємо залежність } b_0/b_k = \theta.$$

З огляду на збіг значень функцій у центрі еліпсоїда деформацій (при $x = 0$ і $y = 0$), перейдемо від функцій (5) і (6) до єдиної функції $W(x, y)$, а саме:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)}.$$

Виконавши заміну в цій залежності $b_0 = b_k \theta$, отримаємо

$$W(x, y) = \frac{b_k^2 \theta^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)}. \quad (7)$$

З метою можливого інтегрування надалі функції (7) потрібно еліптичну площадку контакту замінити рівною їй за площею прямокутною площадкою зі сторонами $2b_0$ і $2b_{km}$. Виходячи з рівності площ $\pi b_0 b_k = 4b_0 b_{km}$, знайдемо $b_{km} = \pi b_k / 4$. У відповідності зі сказаним, функцію (7) подамо в такому вигляді:

$$W = \frac{b_{km}^2 \theta^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)}. \quad (8)$$

Для розв'язання розглянутої задачі потрібно знайти другу функцію $W(x, y)$, рівнозначну функції (8). У зв'язку з цим, виходячи з підпорядкування зближуваних тіл гіпотезі Вінклера, запишемо [7]

$$W(x, y) = B\sigma(x, y), \quad (9)$$

де B — коефіцієнт постелі взаємодіючих один з одним і повернених відносно один одного на кут θ циліндрів, $\text{мм}^3/\text{Н}$; $\sigma(x, y)$ — функція контактних напружень.

Для знаходження коефіцієнта постелі B скористаємося рівнянням, що встановлює взаємозв'язок між пружними переміщеннями W навантажених силою F_n циліндрів і виникаючими в них напруженнями [5], а саме:

$$W = C_m \sigma, \quad (10)$$

де C_m — розмірний параметр, $\text{мм}/\text{МПа}$.

При стискуванні циліндрів у зоні контакту на кожній з поверхонь виникають нормальні напруження σ_1 і σ_2 , які, відповідно до узагальненого закону Гука, стосовно до точкового контакту, мають вигляд:

$$\sigma_1 = \frac{(\varepsilon_{zy} + \nu_1 \varepsilon_{zx}) E_1}{1 - \nu_1^2}; \quad \sigma_2 = \frac{(\varepsilon_{zy} + \nu_2 \varepsilon_{zx}) E_2}{1 - \nu_2^2},$$

де ν_1, ν_2 — коефіцієнти Пуасона; E_1, E_2 — модулі пружності матеріалів; $\varepsilon_{zx} = \Delta L_x / L_x$, $\varepsilon_{zy} = \Delta L_y / L_y$ — відносні деформації; $\Delta L_x, \Delta L_y$ — абсолютні деформації; $L_x = 2b_0$, $L_y = 2b_k$ — відповідно довжини малої і великої півосей еліпса.

Виходячи з рівності $\Delta L_x = \Delta L_y$, знайдемо вираз $\varepsilon_{zx} L_x = \varepsilon_{zy} L_y$, на підставі якого запишемо

$$\frac{\varepsilon_{zy}}{\varepsilon_{zx}} = \frac{L_x}{L_y} = \frac{2b_0}{2b_k} = \theta. \quad (11)$$

З рівняння (11) отримаємо залежності для розрахунку відносних деформацій $\varepsilon_{zy} = \theta \varepsilon_{zx}$ і $\varepsilon_{zx} = \varepsilon_{zy} / \theta$. Використовуючи вирази відносних деформацій, подамо раніше наведені рівняння нормальних напружень σ_1 і σ_2 у такому вигляді:

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon_{zx} (\theta + \nu_1) E_1}{1 - \nu_1^2}; \quad \sigma_2 = \frac{\varepsilon_{zx} (\theta + \nu_2) E_2}{1 - \nu_2^2},$$

З урахуванням двох останніх рівнянь для σ_1 і σ_2 , приймаючи $C_m = 2C_{m_1} = 2C_{m_2}$ [6, 7], $\varepsilon_{zx} = \Delta L_x / L_x$ і $L_x = 2b_0$, подамо (10) у вигляді двох рівнозначних рівнянь:

$$W = 2C_{m_1} \sigma_1 = C_{m_1} \frac{\Delta L_x (\theta + \nu_1) E_1}{(1 - \nu_1^2) b_0};$$

$$W = 2C_{m_2} \sigma_2 = C_{m_2} \frac{\Delta L_x (\theta + \nu_2) E_2}{(1 - \nu_2^2) b_0}.$$

Прийнявши в отриманих рівняннях для W рівність $W = \Delta L_x$, отримаємо вирази, що визначають розмірні параметри для кожного з циліндрів:

$$C_{m_1} = \frac{(1 - \nu_1^2) b_0}{(\theta + \nu_1) E_1}; \quad C_{m_2} = \frac{(1 - \nu_2^2) b_0}{(\theta + \nu_2) E_2}.$$

Залежність середніх контактних напружень у розглянутої задачі $\sigma_m = \sigma_{m_1} = \sigma_{m_2} = F_n / \pi b_0 b_k$. У зв'язку з цим, використовуючи цю залежність і вирази для розмірних параметрів, знайдемо значення контактної податливості кожного з циліндрів:

$$\delta_{k_1} = \frac{C_{m_1} \sigma_{m_1}}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi (\theta + \nu_1) E_1 b_k};$$

$$\delta_{k_2} = \frac{C_{m_2} \sigma_{m_2}}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi (\theta + \nu_2) E_2 b_k}.$$

Виходячи з розміру еліптичної площадки контакту $\pi b_0 b_k$ і значень податливості, знайдемо залежність для визначення коефіцієнта постелі

$$B = \pi b_0 b_k (\delta_{k_1} + \delta_{k_2}) = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2) E_2} \right] b_0. \quad (12)$$

Перш, ніж перейти до складання рівняння об'ємного напружено-деформованого стану циліндричних тіл, вкажемо на те, що інтегрування функції (8), як показали виконані дослідження [6, 7], у порівнянні з найпоширенішою функцією

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2} - \frac{y^2}{b_k^2}} = \frac{b_k^2 \theta^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2} - \frac{y^2}{b_k^2}},$$

називаною півеліпсоїдом розподілу контактних деформацій [8], характеризується зменшенням подвійного інтеграла в $32/3\pi^2$ рази. На підставі викладеного при інтегруванні функції (8) потрібно значення подвійного інтеграла помножити на коефіцієнт $\xi = 32/3\pi^2$.

Отже, з урахуванням поправочного коефіцієнта ξ , функцій (8), (9) і виразу (12) складемо рівняння об'ємного напружено-деформованого стану циліндрів, що перебувають під впливом сили F_n , вважаючи $b_{km} = \pi b_k / 4$ і

$$b_k = b_0 / \theta, \text{ у такому вигляді } B \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy = B F_n.$$

У цьому рівнянні

$$B \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy = \frac{\xi b_0^2}{2\rho_w} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)} dx dy,$$

тому означений інтеграл розв'язуємо так:

$$\frac{\xi b_0^2}{2\rho_w} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)} dx dy = \frac{\pi b_0^4}{3\theta \rho_w}. \text{ При цьому}$$

$$B F_n = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2) E_2} \right] b_0 F_n. \text{ Далі неважко з}$$

отриманих розв'язків знайти залежність для визначення розміру малої півосі еліпса

$$b_0 = 0,985 \sqrt[3]{\theta \rho_w \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]} F_n. \quad (13)$$

Використовуючи співвідношення $b_k = b_0 / \theta$ і залежність (13), отримаємо залежність для розрахунку великої півосі еліпса

$$b_k = 0,985 \sqrt[3]{\frac{\rho_w}{\theta^2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]} F_n. \quad (14)$$

З рівняння (9) визначимо функцію напружень $\sigma(x, y) = W(x, y) / B$. У результаті підстановки в зазначену функцію правої частини залежності (8) при $x = 0$

та $y = 0$ отримаємо значення максимальних контактних напружень $\sigma_{\max} = b_0^2 / 2\rho_w B$. Після підстановки в цю залежність величин B і b_0 з формул (12) і (13) вона набуде такого вигляду:

$$\sigma_{\max} = 0,492 \sqrt[3]{\frac{\theta F_n}{\rho_w^2 \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^2}}. \quad (15)$$

Прийнявши в рівняннях (13) — (15) однаковими коефіцієнти Пуасона ($\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$) і модулі Юнга ($E_1 = E_2 = E$), подамо їх у спрощеному вигляді:

$$b_0 = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu) E}}; \quad (16)$$

$$b_k = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\theta^2 (\theta + \nu) E}}; \quad (17)$$

$$\sigma_{\max} = 0,33 \sqrt[3]{\frac{\theta (\theta + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (18)$$

Якщо від вказаної моделі контакту циліндрів перейти до моделі контакту двох пружно стиснутих куль, то в цьому випадку замість еліптичної площадки контакту буде існувати площадка контакту у вигляді кола розміром πr^2 , де r — радіус кола. Відповідно до цього маємо $r = b_0 = b_k$, а зі співвідношення $b_k = b_0 / \theta$ отримаємо $\theta = 1$. Отже, вирази (16) і (17) перетворяться до вигляду

$$r = b_0 = b_k = 1,1 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{E}},$$

який є ідентичним з відомою залежністю Герца, а це підтверджує правильність і вірогідність отриманих рівнянь (13) — (18).

Кут θ при проектуванні розглянутих зубчастих передач варто вибирати з умови $2b_k = b_w$, де b_w — довжина зубів. З цією метою, прийнявши у виразі (17) більшу піввісь рівною $b_k = b_w / 2$ і, розділивши на неї обидві частини цього виразу, отримаємо рівняння

$$\frac{2,404}{b_w} \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\theta^2 (\theta + \nu) E}} = 1. \quad (19)$$

Звівши обидві частини рівняння (19), отримаємо кубічне рівняння

$$\theta^3 + \theta^2 \nu - C = 0,$$

$$\text{де } C = \left(\frac{2,404}{b_w} \right)^3 \frac{\rho_w F_n}{E} = \frac{13,9 \rho_w F_n}{b_w^3 E}.$$

Підстановкою $\theta = Y - \nu/3$ це кубічне рівняння зводиться до «неповного» виду $Y^3 + pY + q = 0$, де $p = -\nu^3/3$; $q = 2(\nu/3)^2 - C$. Дійсний корінь «неповного»

рівняння $Y = C_1 + C_2$. Тут позначено: $C_1 = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}}$;

$C_2 = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}}$; $Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2$. Однак, визначник

наведеного кубічного рівняння $Q < 0$, тому скористатися розв'язком Кардана в цьому випадку не можна.

Запровадивши нову підстановку $\rho = \sqrt[3]{-\frac{p^3}{27} - \frac{v^3}{27}}$,

знаходимо проміжний корінь $Y = 2\sqrt[3]{\rho} \cos(\varphi/3)$, в якому

$\varphi = \arccos\left(-\frac{q}{2\rho}\right)$. Після визначення проміжного кореня

легко знаходимо розв'язок $\theta = Y - v/3$.

З огляду на малість значень кута θ , можна скористатися наближеним аналітичним розв'язком:

$$\theta \approx \sqrt{\frac{C}{v}} = \sqrt{\frac{13,9\rho_w F_n}{b_w^3 E v}} = 3,73 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{b_w^3 E v}}$$

Розбіжність між наближеним і точним розв'язками у заданому діапазоні значень $\theta = (5\text{К}30) \cdot 10^{-3}$ рад не перевищує 5 %.

Наведені дослідження виконані для зубчастої передачі [1], яка складається з одновінцевої конічної шестерні 1 і прямозубого колеса 2 (рис. 2), що має радіальний зазор $c = 0,25m$.

Для підвищення ефективності цієї передачі, що полягає в плавнішому входженні й виході зубів із зачеплення й у поліпшенні віброакустичних характеристик, доцільно замість одновінцевої використовувати двовінцеву шестерню. Вона складається з конічних коліс 1 і 2, розділених кільцевою канавкою 3 (рис. 3). При цьому вершини конусів коліс 1 і 2 повинні бути спрямовані назустріч один одному.

При розрахунку зубчастої передачі, яка містить двовінцеву шестерню, що складається з двох конічних коліс, потрібно в рівняннях (16) — (19) замість сили F_n підставити силу $kF_n/2$. У зв'язку з цим, зазначені рівняння набудуть вигляду:

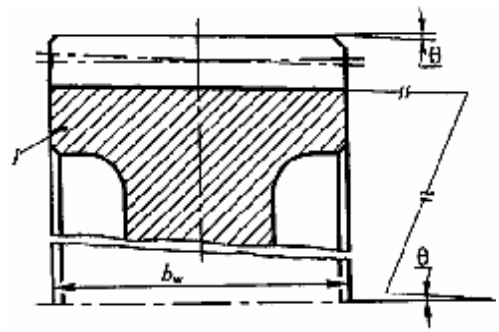
$$b_0 = 0,954 \sqrt[3]{\frac{k\theta\rho_w F_n}{(\theta+v)E}}; \quad (20)$$

$$b_k = 0,954 \sqrt[3]{\frac{k\rho_w F_n}{\theta^2(\theta+v)E}}; \quad (21)$$

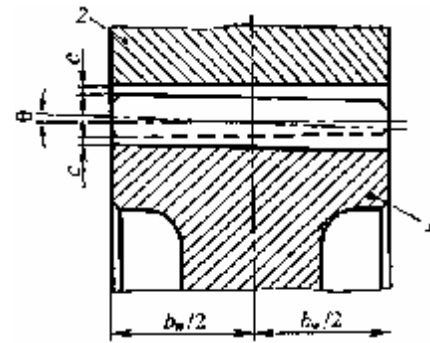
$$\sigma_{\max} = 0,262 \sqrt[3]{\frac{k\theta(\theta+v)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (22)$$

$$\frac{1,908}{b_m} \sqrt[3]{\frac{k\rho_w F_n}{\theta^2(\theta+v)E}} = 1, \quad (23)$$

де $k = 1,04\text{К}1,08$ — коефіцієнт перевантаження; $b_m = (b_w - a)/2$ — довжина зубів кожного з вінців; $a = 8\text{К}10$ мм — ширина кільцевої канавки.



а)



б)

Рис. 2. Конічна шестерня (а) і зубчаста передача (б), що складається з конічної шестерні 1 і прямозубого колеса 2

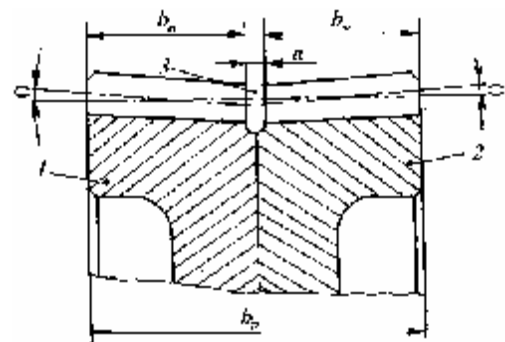


Рис. 3. Двовінцева шестерня, що складається з лівого 1 і правого 2 конічних коліс

Для оцінки ефективності нового технічного рішення виконаємо розрахунки зубчастої передачі зовнішнього зачеплення із застосуванням одновінцевої і двовінцевої конічних шестерень за таких вихідних даних: $z_1 = 44$; $z_2 = 66$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b_w = 150$ мм; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н.

За загальновідомою залежністю $\rho_i = 0,5mz_i \sin \alpha_w$ знаходимо: $\rho_1 = 37,62$ мм; $\rho_2 = 56,43$ мм. Зведений радіус кривини розраховується за формулою $\rho_w = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2) = 22,572$ мм.

Для варіанта з одновінцевою шестерню за формулами Герца визначаємо контактне напруження $\sigma_H = 658$ МПа і півширину площадки контакту $b_0^* = 0,255$ мм. Потім,

використовуючи рівняння (19), у заданому діапазоні значень $\theta = (5\text{К}30) \cdot 10^{-3}$ рад обчислюємо шукану величину кута $\theta = 7,6 \cdot 10^{-3}$ рад. Далі за формулами (16) — (18) розраховуємо величини $b_0 = 0,569$ мм; $b_k = 75$ мм і $\sigma_{\max} = 448$ МПа. Коефіцієнт зниження максимальних контактних напружень у розглянутій зубчастій передачі з одновінцевою конічною шестернею порівняно з традиційною передачею $\varphi_k = \sigma_H / \sigma_{\max} = 1,468$. Підвищення навантажувальної здатності такої передачі буде пропорційним кубу коефіцієнта зниження $\varphi_H = \varphi_k^3 = 3,16$.

Для варіанта з двовінцевою конічною шестернею приймаємо ширину кільцевої канавки $a = 10$ мм, тоді довжина зубів кожного з вінців буде рівною $b_m = (b_w - a) / 2 = 70$ мм. За аналогією з виконаними розрахунками визначимо кут $\theta = 17 \cdot 10^{-3}$ рад. З врахуванням отриманого значення кута далі розраховуємо: $b_0 = 0,6$ мм; $b_k = 35$ мм і $\sigma_{\max} = 485$ МПа. Коефіцієнт зниження максимальних контактних напружень $\varphi_k = 1,36$, а навантажувальна здатність підвищиться в $\varphi_H = 2,5$ рази.

Таким чином, виконані розрахунки вказують на високу навантажувальну здатність розглянутої передачі за контактними напруженнями, що приблизно в 2,5 — 3 рази перевищує таку для існуючих зубчастих передач з лінійним контактом зубів.

Висновки і рекомендації. 1. Розглянуто нові зубчасті передачі з паралельними осями й просторовою точковою системою зачеплення евольвентних зубів. Точковий контакт утворений поворотом зубів шестерні на деякий кут θ відносно зубів колеса, у зв'язку з чим шестерня є конічним колесом, кут початкового (ділильного) конуса θ для якого є величиною малого порядку, що не перевищує $(5\text{К}30) \cdot 10^{-3}$ рад.

2. Вперше розв'язана задача про просторове точкове зачеплення зубів, повернених відносно один одного на кут θ . При цьому отримані формули для розрахунку максимальних напружень, розмірів малої та великої півосей еліптичної площадки контакту. Крім цього, знайдені вирази для розрахунку оптимальних значень кутів θ .

3. Показано, що розглянуті зубчасті передачі характеризуються високою навантажувальною здатністю за контактними напруженнями порівняно з традиційними зубчастими передачами з лінійним контактом зубів.

4. Надалі доцільно розглянути конструкції зубчастих передач з дво-, три- і чотиривінцевими не тільки шестернями, але й колесами. При цьому другі вінці шестерні й колеса повинні бути повернуті відносно перших вінців, треті вінці — відносно других вінців, а четверті вінці — відносно третіх вінців шестерні й колеса на певні кути. Такі конструкції зубчастих передач дають можливість, як показали проведені дослідження [9], знизити шум від 10 до 20 децибелів.

1. *Деклараційний патент № 16691 на корисну модель.* Україна. Евольвентна зубчаста передача з точковим контактом зубів / Попов О.П., Каїров О.С. — U200602435; Заявл. 06.03.06.; Опубл. 15.08.06. Бюл. №8.

2. *Патент №76881 на винахід.* Україна. Зубчаста передача з модифікованими зубами / Попов О.П., U20041210284; Заявл. 14.12.04.; Опубл. 15.09.06. Бюл. №9.

3. *Патент №77634 на винахід.* Україна. Зубчасте зачеплення / Попов О.П., U20041210280; Заявл. 14.12.04.; Опубл. 15.12.06. Бюл. №12.

4. *Патент №81008 на винахід.* Україна. Зубчаста передача Попова з точковою і двопарною системою зачеплення евольвентних зубів / Попов О.П., U200507850; Заявл. 08.08.05.; Опубл. 26.11.07. Бюл. №19.

5. *Попов О.П., Попова Л.О.* Дослідження моделі контакту півпросторів, які обмежені криволінійними поверхнями, стосовно до зачеплення Новикова // Вісник аграрної науки Причорномор'я. — 2001. — Вип. 1(10). — С. 121—131.

6. *Попов А.П., Каїров А.С., Медведовский А.М.* Контактная прочность зачепления Новикова с эллиптическими зубьями // 36. наук. праць Нац. ун-ту кораблебудування. — 2006. — №4. — (409). — С. 57—66.

7. *Попов А.П., Каїров А.С.* Зубчатая передача с эллиптическими образующими боковых поверхностей эвольвентных зубьев // Сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем»: Севастополь, НТУ, 2006. — С. 22—27.

8. *Энциклопедический справочник.* Инженерные расчеты в машиностроении. — М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1948. — 891с.

9. *Попов О.П., Кіпрєєв Ю.М.* Снижение виброактивности зубчатых передач. — Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник XV международной научно-технической конференции в г. Севастополе 15-20 сентября 2008 г. В 4-х томах. — Донецк: ДонГТУ, 2008. — Т. 3. — С. 104—109.

Отримана 23.09.08

O. Popov, Yu. Kiprejev, O. Medvedovski
Increasing of load capacity of toothed gearings
National University of Shipbuilding, Mykolaiv

The solution of problem conformably to spatial spot gearing of evolving teeth has been carried out. The spot contact is caused by turn of the pinion's teeth relatively of the wheel's teeth. The expressions of maximum contact stresses and dimensions of elliptical contact area have been obtained. High load capacity of mentioned gearings has been shown.