

УДК 621.833

СИНТЕЗ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ З ДВООПУКЛО-ВГНУТИМИ ЗУБЦЯМИ ЗА ГЕОМЕТРО-КІНЕМАТИЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ

В. Шишов

Професор, д-р техн. наук

П. Носко

Професор, д-р техн. наук

П. Ткач

Канд. техн. наук

Східноукраїнський національний
університет імені Володимира Даля,
м. Луганськ

Аєу поатдаііу іадааа- ç ааіііоєєі-ааіодеі є çоаоуі є ç і'ааеиаіір іааіоааеіііі çааоі'пор дїçдїаеаіі оçааеііаіо іаоаі аде-іо ііааеі оаеіо іадааа-, іад'çаіео і'подоі аіоіі ç оçааеііаіеі аеб'аіеі еііоодіі, ііçаіаеіу оіоі а уеіо іедапеаіа аіа'еіііі іеііеір едеаір, іі дїçоаааіа і'а аіа'еііеі еооіі аі іі-адеаі; іеііеіе еіе'п. І а іпїа' іодеі аіі; іаоаі аде-іі; ііаае' аеçіа-аіі едеоад'; ідабаçааоііп' çаеаеіі а'а ааіі аод'; аеб'аііаі еііоодо і'подоі аіоа оа ііçаіаеіі; оіоі є çоао'а. І аааааі' аеб'аіі о'аеіі' д'аіуііу пеоаçо ааіі аод'; аеб'аііаі еііоодо çа çаааіеі є ааіі аоді-е'іаі аде-іеі є едеоад'уі є. Çа аіііі іаір аеб'аіі о'аеііеі д'аіуііу пеоаçаааіі аеб'аіі' еііооде ç'поееі çіа-аііуі а'аііпїі; çааааіі; едеаеіе, о оіі о -еіе', іі çаааі'а-ороу ііçаііеііпїа çа-аі'еаііу, а оаеіæ аеб'аіі' еііооде, уе' іедапеаі' а'ад'çеаі є аоа е'е. І дїааааіі іі'д'аіуеііеє аіаеç пеоçіааіео' еааç'ааіеіааіоіеіо іадааа- çа едеоад'уі є ідабаçааоііп'.

зубчаста передача, вихідний контур, критерій працездатності, двоопукло-вгнутий зубець, синтез, квазієвольвентна передача

У багатьох областях техніки для підвищення продуктивності та надійності приводів потрібно удосконалити механічні, зокрема й зубчасті передачі, що визначають технічні, експлуатаційні й економічні характеристики сучасних механізмів і машин. Одним з шляхів розв'язання цієї задачі є синтез геометрії робочих поверхонь за заданими значеннями критеріїв працездатності, реалізація якого нерозривно пов'язана з роботами з багатокритеріальної оптимізації машинобудівних конструкцій [19], що проводяться у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля.

Перспективним напрямом удосконалення зубчастих приводів сучасних машин є застосування циліндричних передач з двоопукло-вгнутими зубцями (ДОВ-зубцями)

[22]. Ці передачі мають просту локалізацію контакту робочих поверхонь, технологічну простоту забезпечення рівномірності зубців шестерні та колеса за напруженнями згину. У наш час досліджені циліндричні зубчасті передачі з ДОВ-зубцями, нарізаними інструментом з вихідним контуром, що окреслений відрізками прямої (квазієвольвентні передачі) [23]. Ці передачі мають недостатню контактну міцність зубців, їхня навантажувальна здатність і критеріїв працездатності набагато менші від потенційно можливих.

Отже, створення високонавантажених передач з ДОВ-зубцями, що не мають вад згаданих вище передач, є актуальним і може бути вирішене синтезом геометрії ДОВ-зубців за заданими геометро-кінематичними критеріями.

Це забезпечить підвищення економічних показників приводів сучасних машин і механізмів.

Мета статті — синтез циліндричних передач за геометро-кінематичними критеріями та створення на його основі нових передач з ДОВ-зубцями з високою навантажувальною здатністю.

Для досягнення поставленої мети потрібно розв'язати такі задачі:

— провести теоретичні дослідження з побудови математичної моделі передачі з ДОВ-зубцями на основі узагальненої твірної поверхні та застосування цієї моделі для передач, нарізаних круговою різцевою головкою з різцями, які окреслені будь-якою кривою (узагальненим вихідним контуром), котра розташована під довільним кутом до початкової площини коліс, що зачеплюються;

— провести теоретичні дослідження зі створення математичної моделі визначення критеріїв працездатності залежно від геометрії узагальненого вихідного контуру інструмента та його положення щодо початкової площини коліс, що зачеплюються, і розробити на його основі диференціальні рівняння для синтезу за геометро-кінематичними критеріями геометрії інструмента для нарізування коліс з ДОВ-зубцями;

— визначити межі значень геометро-кінематичних критеріїв, за якими їх потрібно задавати при синтезі передач з ДОВ-зубцями;

— дослідити геометричні параметри передач з ДОВ-зубцями з метою забезпечення рівномірності за напруженнями згину двогнутих і двоопуклих зубців;

— розробити методику аналізу за критеріями працездатності передач з ДОВ-зубцями, нарізаними інструментом з вихідним контуром, що окреслений різними кривими (пряма, коло та ін.);

— провести теоретичне дослідження й порівняння значень критеріїв працездатності квазіевольвентних і синтезованих передач у межах поля зачеплення та розробити рекомендації щодо синтезу, розрахунку і проектування передач з ДОВ-зубцями;

— провести експериментальні дослідження та перевірити результати теоретичних досліджень.

Удосконаленню зубчастих передач присвячені праці багатьох учених: Е.Л. Айрапетов [1], М.Б. Блітштейн [2, 25], Б.С. Воронцов [3], Е.Б. Вулгаков [4], В.О. Гавриленко [5], В.М. Грибанов [6], М.Б. Громан та П.С. Зак [7], А.С. Давидов [8], І.І. Дусев [9], М.Л. Єріхов [10], Г.А. Журавльов [11], А.Ф. Кириченко [12], Н.І. Колчін [14], Л.В. Коростельов [15], В.М. Кудрявцев [17, 18], В.М. Севрюк [21], В.П. Шишов [26 — 36], В.В. Ясько [37] та ін., а також таких дослідників як І. Драгос [38], А. Лебек та Е. Радзимовський [39], Дж. Стенд [40] та ін., аналіз яких засвідчив таке:

— велика кількість наукових праць, в яких досліджуються циліндричні передачі, свідчить про науковий інтерес до визначення шляхів підвищення якісних характеристик таких зубчастих передач. Значна частина цих праць присвячена дослідженню циліндричних передач з локалізованим контактом. Перспективними у цьому напрямі є циліндричні передачі з ДОВ-зубцями;

— автори розглядають передачі, нарізані інструментом з вихідним контуром, що окреслений відрізками прямої.

При цьому не досліджена узагальнена геометрія робочих поверхонь зубців передач з ДОВ-зубцями, відсутні рівняння, що зв'язують геометричні параметри узагальненого вихідного контуру інструмента з критеріями працездатності передач з ДОВ-зубцями. Це є причиною складності оцінки критеріїв працездатності передач з ДОВ-зубцями через параметри узагальненої твірної поверхні (інструмента) і неможливості синтезу передач з ДОВ-зубцями за заданими критеріями працездатності;

— дослідження з питань синтезу високонавантажених передач в основному присвячені синтезу прямозубих і косозубих передач з паралельними осями. Передачам з ДОВ-зубцями увага не приділяється. Межі значень критеріїв працездатності, які слід задавати при синтезі цих передач, не визначено;

— використання циліндричних передач з ДОВ-зубцями ускладнено через відсутність досліджень, присвячених визначенню геометричних параметрів передач з ДОВ-зубцями за умови рівномірності двоопуклих і двогнутих зубців за напруженнями згину.

Математична модель передачі. Розроблено узагальнену математичну модель циліндричної передачі з ДОВ-зубцями, поздовжня форма яких утворена будь-якою кривою, що розташована під довільним кутом до початкової площини коліс, що зачеплюються, з різцями, що окреслені будь-якою кривою; досліджено геометрію такої передачі; визначено критерії працездатності залежно від геометрії вихідного контуру різального інструмента.

Рівняння узагальненої твірної поверхні має такий вигляд [29]:

$$x_n = f_1 \cos \gamma + (y_0 + f_2 \cos \beta) \sin \gamma;$$

$$y_n = -f_1 \sin \gamma + (y_0 + f_2 \cos \beta) \cos \gamma;$$

$$z_n = z_0 - f_2 \sin \beta,$$

де y_0 , z_0 — функції, що описують криву, яка визначає поздовжню форму зуба узагальненої твірної поверхні; γ — кут нахилу площини, в якій розташована крива, що визначає поздовжню форму зуба узагальненої твірної поверхні до початкової площини коліс; f_1 , f_2 — функції, що визначають нормальний переріз узагальненої твірної поверхні (вихідний контур); β — поточний кут нахилу зуба узагальненої твірної поверхні.

У [29] досліджено геометрію зубців узагальненої твірної поверхні: отримано коефіцієнти квадратичних форм і кривини в напрямках координатних ліній залежно від кута γ та кривої, що визначає поздовжню форму зуба узагальненої твірної поверхні.

Узагальнена твірна поверхня подана у вигляді інструментальної рейки загального виду, зачеплення якої з колесами, що нарізають, описано рівняннями верстатного зачеплення

$$F_i = \frac{f_2'}{n} [\pm \Omega_2 \cos \beta \pm y_0 \mathbf{m} \mathbf{A}_F R_i \phi_i] = 0,$$

де знак «+» та $i=1$ відповідають зубцям шестерні, знак «-» та $i=2$ — зубцям колеса; $n = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$ — модуль вектора нормалі кривої, що окреслює вихідний

контур; f'_1, f'_2 — похідні функцій f_1 і f_2 ; R_i — радіус початкового циліндра шестерні при $i=1$ та колеса при $i=2$; φ_i — кут повороту шестерні при $i=1$ та колеса при $i=2$; $A_F = -\Omega_3 \sin \gamma \cos \beta + \cos \gamma$; $\Omega_3 = \Omega_1 / f_1$; $\Omega_1 = f_1 f'_1 / f'_2$; $\Omega_2 = \Omega_1 + f_2$.

Рівняння поверхні верстатного зачеплення має вигляд

$$x = f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma;$$

$$y = -\Omega_1 \cos \beta \frac{\cos^2 \gamma}{A_F} - (f_1 + y_p \Omega_3 \cos \beta) \frac{\sin \gamma \cos \gamma}{A_F} - y_p \frac{\sin^2 \gamma}{A_F};$$

$$z = z_p.$$

Тут $y_p = y_0 + f_2 \cos \beta$; $z_p = z_0 - f_2 \sin \beta$.

Рівняння поверхонь зубців шестерні й колеса є такими:

$$x_i = f_1 \cos(\gamma \mp \varphi_i) + (y_0 + f_2 \cos \beta) \sin(\gamma \mp \varphi_i) \pm R_i (\cos \varphi_i + \varphi_i \sin \varphi_i);$$

$$y_i = -f_1 \sin(\gamma \mp \varphi_i) + (y_0 + f_2 \cos \beta) \cos(\gamma \mp \varphi_i) + R_i (\sin \varphi_i - \varphi_i \cos \varphi_i);$$

$$z_i = z_0 - f_2 \sin \beta. \quad (1)$$

Рівняння (1) дають можливість визначати товщину зубців при розрахунку на згин, а також контрольні розміри зубчастих коліс, що нарізають. З використанням рівнянь (1) у праці [29] досліджено геометрію ДОВ-зубців і визначено коефіцієнти квадратичних форм їхніх поверхонь.

Для оцінки працездатності зубчастих передач використано такі критерії.

Критерій контактної міцності — отримано з врахуванням припущення [17], що в результаті припрацювання поверхонь контактні напруження за Герцом по всій довжині миттєвої контактної лінії набувають сталого значення

$$\Theta = \int_{f_{11}}^{f_{12}} \frac{\sqrt{E_i}}{\chi_{зв}} \cdot \frac{(f'_2 \sin \gamma + f'_1 \cos \gamma \cos \beta)}{n} df_1, \quad (2)$$

де E_i — коефіцієнт першої квадратичної форми поверхонь зубців; f_{11}, f_{12} — межі миттєвої контактної лінії по висоті зуба; $\chi_{зв}$ — зведена кривина.

Критерій зламної міцності зубців — визначався як максимальне напруження згину, що виникає від одиничної сили:

$$\sigma_{max} = \frac{\left[2f_{10} - \left(\frac{\pi}{4} - f_2 \right) \right] g \alpha_{max} S \cos \alpha_{max} \cos \beta}{2J}, \quad (3)$$

де f_{10} — значення функції f_1 , що відповідає вершині зуба рейки; α_{max} — профільний кут на вершині зуба рейки; S — товщина основи зуба; J — осьовий момент інерції перерізу зуба рейки.

Температурний критерій заїдання — визначено на основі теорії Блоку у вигляді [16]

$$K_3^* = 1,84 f q_n^{0,15} \frac{V_k}{\sqrt{V_1 + \sqrt{V_2}}} \chi_{зв}^{0,25}, \quad (4)$$

де f — коефіцієнт тертя ковзання поверхонь зубців; q_n — питома навантаження по довжині контактних ліній; V_k — швидкість ковзання в зачепленні; V_1, V_2 — швидкості кочення зубців шестерні й колеса; ν — кут між вектором швидкості ковзання та контактною лінією.

Критерій спрацювання робочих поверхонь — визначений на основі рекомендацій Ю.М. Дроздова та І.В. Крагельського у вигляді [16]

$$h_{zi}^* = \sigma_n f^{t_y} \sqrt{\frac{q_n}{\chi_{зв}}} |\eta_i|, \quad (5)$$

де σ_n — контактне напруження за Герцом; η_i — коефіцієнти питомих ковзань шестерні ($i=1$) та колеса ($i=2$); t_y — параметр кривої фрикційної втоми.

Критерій товщини мастильного шару — визначений на основі теорії, розробленої Д.С. Кодніром, у вигляді [13]

$$h_m^* = V_\Sigma^{0,75} \chi_{зв}^{-0,4} q_n^{-0,15}, \quad (6)$$

де V_Σ — сумарна швидкість кочення.

Питома робота сил тертя — визначена залежністю [17]

$$dA_{mi} = q_n f |\eta_i|. \quad (7)$$

Критерій втрат у зачепленні має вигляд [20]

$$\Psi_3 = \frac{z_1 A_m}{2\pi T_1}, \quad (8)$$

де z_1 — кількість зубців шестерні; A_m — робота сил тертя, яка визначається за формулою

$$A_m = \sum_{j=1}^n A_{mj} = \sum_{j=1}^n \int_{\varphi_{1j}}^{\varphi_{2j}} \frac{\Delta P}{\omega_1} d\varphi.$$

Тут $\varphi_{1j}, \varphi_{2j}$ — кути повороту шестерні, що відповідають початку й кінцю фази зачеплення; ω_1 — кутова швидкість шестерні; ΔP — потужність сил тертя на миттєвих контактних лініях при $\varphi_i = const$, яка визначається так:

$$\Delta P = \sum_{j=1}^n \Delta P_j = \sum_{j=1}^n \int_{\lambda_{1j}}^{\lambda_{2j}} q_n \sqrt{E_1} f V_k d\lambda.$$

При цьому питома навантаження

$$q_n = \frac{T_1}{\chi_{зв} R_1 \Theta_\Sigma},$$

де Θ_Σ — сумарне значення критерію контактної міцності по всіх миттєвих контактних лініях, що відповідає фазі зачеплення при $\varphi_i = const$:

$$\Theta_\Sigma = \sum_{k=1}^m \int_{\lambda_{1k}}^{\lambda_{2k}} \frac{\sqrt{E_i}}{\chi_{зв}} \cdot \frac{(f'_2 \sin \gamma + f'_1 \cos \gamma \cos \beta)}{n} d\lambda,$$

де m — кількість зубців, що одночасно перебувають у зачепленні.

Залежності для визначення критеріїв контактної міцності, зламної міцності та втрат у зачепленні отримані вперше.

З аналізу залежностей (2) — (8) випливає, що критерії працездатності зубчастих передач залежать від таких геометро-кінематичних критеріїв [24]:

— швидкість ковзання робочих поверхонь

$$V_k = \omega_1 \left(\frac{u+1}{u} \right) \frac{f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma}{-f_1' \sin \gamma \cos \beta + f_2' \cos \gamma} \sqrt{f_1'^2 \cos^2 \beta + f_2'^2},$$

де ω_1 — кутова швидкість шестерні; u — передавальне число.

Швидкість переміщення точок контакту в напрямі, перпендикулярному до лінії миттєвого контакту на зубцях шестерні та колеса,

$$V_1 = \frac{\omega_1 n}{\tau} \left(R_1 A_F + \frac{f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma}{-f_1' \sin \gamma \cos \beta + f_2' \cos \gamma} \Delta \right);$$

$$V_2 = \frac{\omega_1 n}{u \tau} \left(R_2 A_F - \frac{f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma}{-f_1' \sin \gamma \cos \beta + f_2' \cos \gamma} \Delta \right)$$

де

$$\Delta = \Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta -$$

$$- \frac{y_p + \Omega_1 \cos \beta}{A_F} \sin \gamma (\Omega_3' \cos^2 \beta - \Omega_3 f_2' K_n \sin^2 \beta);$$

$$\tau = \sqrt{n^2 \sin^2 \beta \left[1 - \Omega_1 K_n + \frac{y_p + \Omega_1 \cos \beta}{A_F} \Omega_3 K_n \sin \gamma \right]^2 +$$

$$+ \left[\Omega_2' - \frac{y_p + \Omega_1 \cos \beta}{A_F} \Omega_3' \sin \gamma \right]^2 \cos^2 \beta}.$$

Тут Ω_2' , Ω_3' — похідні функцій Ω_2 і Ω_3 за f_1 ; $K_n = K/(1 - f_2 K)$ — кривина еквідистанти кривої, що визначає поздовжню форму зуба узагальненої твірної

поверхні; $K = -\frac{\frac{\partial \eta_0}{\partial \beta} - \frac{\partial \eta_0}{\partial \gamma}}{(\frac{\partial \eta_0}{\partial \beta} + \frac{\partial \eta_0}{\partial \gamma})^{3/2}}$ — кривина кривої, що

визначає поздовжню форму зуба узагальненої твірної поверхні.

Сумарна швидкість переміщення точок контакту в напрямі, перпендикулярному до лінії миттєвого контакту

$$V_\Sigma = \frac{\omega_1 n}{\tau} \left[2R_1 A_F + \frac{f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma}{-f_1' \sin \gamma \cos \beta + f_2' \cos \gamma} \Delta \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right].$$

Коефіцієнти питомих ковзань

$$\eta_i = \pm \frac{\left(1 + \frac{1}{u} \right) (f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma) \Delta}{R_i f_2' A_F^2 \pm (f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma) \Delta}.$$

Зведена кривина поверхонь зубців у напрямі, перпендикулярному до лінії контакту,

$$\chi_{зв} = \frac{(R_1 + R_2) A_F f_2' \tau^2}{n^3 \tau_1 \tau_2},$$

$$\text{де } \tau_i = R_i A_F \pm \frac{f_1 \cos \gamma + y_p \sin \gamma}{-f_1' \sin \gamma \cos \beta + f_2' \cos \gamma} \Delta.$$

За результатами праці [24] можна також визначити торцевий та осьовий коефіцієнти перекриття, товщини вершин двоопуклих і двогнутих зубців, умови відсутності загострення та підрізання зубців.

Отримані залежності мають найзагальніший характер і можуть бути використані при аналізі та синтезі передач за заданими критеріями працездатності.

Основи синтезу. Розроблено основи синтезу циліндричних зубчастих передач за заданими, сталими у межах поля зачеплення, значеннями критеріїв працездатності.

Отримано диференціальні рівняння для синтезу вихідного контуру передач [35]:

— за швидкістю ковзання

$$f_2' = \frac{-B_v \pm \sqrt{B_v^2 - 4A_v C_v}}{2A_v},$$

де A_v , B_v , C_v — параметри, що залежать від значень V_k , ω_1 , u , f_1 , f_2 , f_1' , β , γ ;

— за сумарною швидкістю переміщення точок контакту в напрямі, перпендикулярному до лінії миттєвого контакту,

$$f_2'' = \left(\frac{-B_u \pm \sqrt{B_u^2 - 4A_u C_u} - b_2}{2A_u} \right) \frac{1}{b_1},$$

де A_u , B_u , C_u , b_1 , b_2 — параметри, що залежать від значень V_Σ , ω_1 , R_1 , u , f_1 , f_2 , f_1' , f_1'' , f_2' , β , γ ;

— за коефіцієнтами питомого ковзання

$$f_2''' = \frac{1}{b_1} [(\pm A_\eta - B_\eta) C_\eta - b_2],$$

де A_η , B_η , C_η , b_1 , b_2 — параметри, що залежать від значень η_i , R_i , u , f_1 , f_2 , f_1' , f_2' , β , γ ;

— за зведеною кривиною поверхонь зубців у напрямі, перпендикулярному до лінії контакту,

$$f_2'''' = \left(\frac{-B_\chi \pm \sqrt{B_\chi^2 - 4A_\chi C_\chi} - b_2}{2A_\chi} \right) \frac{1}{b_1}, \quad (9)$$

де A_χ , B_χ , C_χ , b_1 , b_2 — параметри, що залежать від значень $\chi_{зв}$, R_i , f_1 , f_2 , f_1' , f_1'' , f_2' , β , γ .

Розроблено основи синтезу вихідного контуру відрізками дуг кіл. При цьому розв'язок рівняння (9) апроксимується довільною кількістю відрізків (рис. 1). Для синтезу задаються значення f_1 та α на вершині.

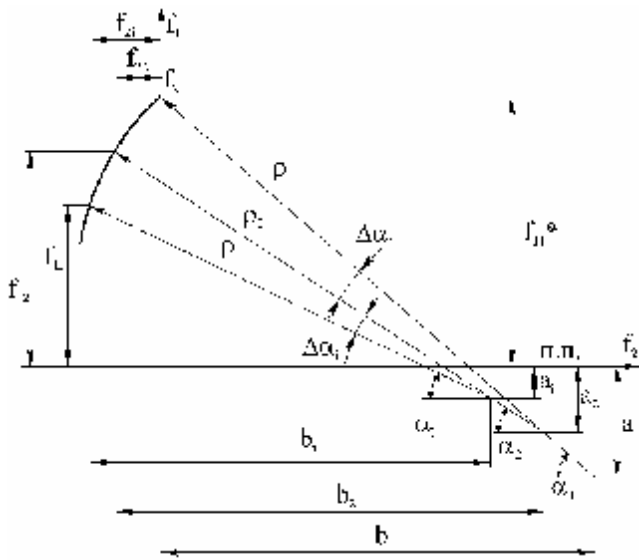


Рис. 1. Робочий профіль вихідного контуру, що окреслений дугами кола при заданих максимальних $f_1 = f_{11}^*$ і $a = a_1$

У цьому випадку вихідний контур може бути заданий такими рівняннями [30]:

$$f_{11}^* = \rho_1 \sin \alpha - a_1; \quad f_{21} = -\rho_1 \cos \alpha + b_1$$

при $\alpha_1^* \leq \alpha \leq \alpha_2$;

$$f_{12} = \rho_2 \sin \alpha - a_2;$$

$$f_{22} = -\rho_2 \cos \alpha + b_2 - f_{21}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1)$$

при $\alpha_2 \leq \alpha \leq \alpha_3$;

$$f_{1i} = \rho_i \sin \alpha - a_i;$$

$$f_{2i} = -\rho_i \cos \alpha + b_i - f_{2(i-1)}(\alpha_{i-1} - \Delta\alpha_{i-1}) \quad (10)$$

при $\alpha_i \leq \alpha \leq \alpha_{i+1}$; де α_1^* , f_{11}^* — максимальні значення α_1 та f_1 ; $f_{2(i-1)}(\alpha_{i-1} - \Delta\alpha_{i-1})$ — значення f_2 при $\alpha = \alpha_{i-1} - \Delta\alpha_{i-1}$; (при $i > 2$) $\alpha_i = \alpha_1^*$.

У рівняннях (10) введені такі позначення:

$$b_i = \rho_i \cos \alpha_i, \quad \alpha_i = \alpha_{i-1} - \Delta\alpha_{i-1}$$

при $i \geq 2$; $\alpha_i = \alpha_1^*$;

$$f_{2(i-1)} = -\rho_{i-1} \cos(\alpha_{i-1} - \Delta\alpha_{i-1}) + b_{i-1};$$

$$(i \geq 2, \text{ при } i = 2, \alpha_{i-1} - \Delta\alpha_{i-1} = \alpha_1^*).$$

Синтез передач. У праці [36] визначено раціональні параметри, які слід задавати при синтезі передач з ДОВ-зубцями, за умови рівномірності двогнутих і двоопуклих зубців за напруженнями згину.

Основним критерієм синтезу обрано зведену кривину, оскільки її зменшення позитивно впливає на поліпшення інших критеріїв [20]. У праці [36] встановлено межі зміни

зведеної кривини, за якими слід вибирати її значення при синтезі.

Для виключення впливу параметрів коліс, що нарізають, на результати синтезу в статті розглядається відносна зведена кривина.

З врахуванням граничних значень, поданих у [36], синтезовано вихідні контури СНУ-2,3 ($\bar{\chi} = 1,25$); СНУ-1,3 ($\bar{\chi} = 2,25$) і СНУ-1 ($\bar{\chi} = 2,92$), що мають сталі значення відносної зведеної кривизни.

У результаті аналізу синтезованих передач за критеріями працездатності встановлено, що вони мають, у межах поля зачеплення, вищі значення критеріїв, ніж квазієвольвентні в усіх точках, крім полюса. Також було синтезовано позаполюсні передачі СНУ-2,3П; СНУ-1,3П і СНУ-1П з тими ж значеннями відносної зведеної кривини.

На основі залежностей (10) розроблено рівняння для синтезу вихідного контуру двома відрізками дуг кіл. Таке спрощення прийняте з урахуванням технологічних обмежень.

Вихідними даними для синтезу є значення кутів профілю на вершині α_{max} (при $f_1 = f_{1max}$) і на початковій прямій α_0 (при $f_1 = 0$), а також відносної зведеної кривини при $f_1 = f_{1max}$. Синтез зводиться до визначення радіуса кола, що профілює:

$$\rho = \frac{R_1}{\Psi} \sqrt{1 - \frac{\Psi_{\Delta}^2 \sin \alpha}{\bar{\chi}_{зв}}}, \quad (11)$$

де Ψ та Ψ_{Δ} — параметри, що залежать від кутів α_{max} , α_0 і γ .

При синтезі вихідного контуру відрізками дуг кіл слід враховувати такі обмеження:

$$\Psi_{\Delta}^2 \sin \alpha_{max} \leq \bar{\chi}_{зв} \leq \bar{\chi}_{зв}^{eg} = 2,92;$$

$$\alpha_0 \leq \arcsin \left\{ R_1 \sin^3 \alpha_{max} \sqrt{\frac{\bar{\chi}_{зв}^{eg}}{R_1^2 \sin^3 \alpha_{max} + \bar{\chi}_{зв}^{eg}}} \right\};$$

$$\rho \leq \frac{f_{1max}}{\sin \alpha_{max} - \sin \alpha_0}. \quad (12)$$

За залежністю (11) з урахуванням обмежень (12) були синтезовані три вихідні контури СНУ-1Д, СНУ-3,9Д, СНУ-4,4Д з параметрами, поданими в табл. 1.

За аналог було обрано квазієвольвентну передачу з ДОВ-зубцями. Аналізувались три варіанти передач з параметрами, наведеними в табл. 2.

Таблиця 1

Геометричні параметри синтезованих вихідних контурів (r , a , b — у частках модуля)

Позначення	$\bar{\chi}_{зв}$	$\alpha, ^\circ$	$\alpha_0, ^\circ$	ρ	a	b
СНУ-1Д	2,9	23	20	20,5	7,02	19,3
СНУ-3,9Д	0,76	33	20	4,94	1,69	4,64
СНУ-4,4Д	0,66	37	22	4,4	1,65	4,08

Таблиця 2

Параметри аналізованих зубчастих передач

Параметри передач	Позна- чення	Варіанти		
		I	II	III
Кількість зубців шестерні	z_1	18	18	30
Кількість зубців колеса	z_2	90	18	90
Передавальне число	u	5	1	3
Модуль зачеплення, мм	m	10	10	10
Ширина зубчастого вінця (у частках модуля)	B	4	4	4
Радіус різцевої головки (у частках модуля)	R_a	10	10	10

У результаті порівняльного аналізу встановлено, що передачі із синтезованими вихідними контурами, в межах поля зачеплення, порівняно з квазівольвентними мають: швидкість ковзання меншу в 1,08...1,7 рази; швидкість переміщення точок контакту на зубцях шестерні та колеса більшу в 1,11...15,9 рази; сумарну швидкість переміщення точок контакту більшу в 1,17...3,8 рази; питомі ковзання на зубцях шестерні та колеса менші в 1,19...26,5 рази; відносну зведену кривину меншу в 1,28...22 рази; температурний критерій заїдання в полюсі на вершинах зубців менший в 1...5,9 рази; відносний критерій спрацювання зубців шестерні та колеса менший в 1...33,4 рази; відносний критерій товщини мастильної плівки більший в 1...3,7 рази; питома робота сил тертя менша в 1...13,7 рази; критерій контактної міцності більший в 1...4,4 рази; критерій втрат у зачепленні менший в 1,1...1,63 рази; критерій зламної міцності двоопуклих і двогнутих зубців менший в 1,06...1,57 рази. Менші значення відповідають полюсу зачеплення, більші — вершинам зубців.

Результати порівняльного аналізу свідчать, що запропонована методика дає можливість синтезувати передачі з ДОВ-зубцями з вищими критеріями працездатності.

Експериментальне дослідження. Нижче подано результати експериментальних досліджень квазівольвентних і синтезованих передач з ДОВ-зубцями, що відповідають вихідному контуру СНУ-3,9Д.

Експериментальні дослідження виконувалися з метою практичної апробації рекомендацій і висновків, що отримані за результатами числового дослідження зубчастого зачеплення, і містять у собі якісну оцінку контактної міцності циліндричних зубчастих коліс, синтезованих за відносною зведеною кривиною. Для цього:

— спроектовано й виготовлено зубообробний інструмент з геометрією твірних поверхонь, що забезпечують практичну реалізацію запропонованої методики синтезу циліндричних зубчастих передач з поліпшеними геометрично-кінематичними показниками та високою контактною міцністю;

— виготовлено колеса експериментальних передач;

— визначено режими навантаження для якісної оцінки контактної міцності синтезованих передач;

— проведено стендові випробування циліндричних зубчастих передач;

Нарізання циліндричних зубчастих коліс із ДОВ-зубцями виконувалося на горизонтально-фрезерному верстаті моделі 6Р83М при одиничному розподілі універсальною ділильною головкою УДГ-Д-250. При цьому рух обкочування здійснювався за допомогою спеціально спроектованого та виготовленого пристосування.

Для нарізання дослідних синтезованих передач виготовлено двобічну зуборізну головку діаметром дев'ять дюймів з різцями, що мають прямолінійний профіль і профіль, що відповідає вихідному контуру СНУ-3,9Д.

Експериментальні передачі мали такі параметри: модуль $m = 5$ мм, кількість зубців шестерні $z_1 = 30$, кількість зубців колеса $z_2 = 30$, ширина зубчастого вінця $B = 30$ мм. Експериментальні передачі було виготовлено зі сталі 40Х ГОСТ 4543-71, поліпшеної до НВ 260...280; вони відповідали 8—9 ступеню точності за ГОСТ 1643-72. Шорсткість активних поверхонь зубців $R_a 6,3$.

Для порівняльної оцінки навантажувальної здатності синтезованих передач було виготовлено циліндричні квазівольвентні передачі з ДОВ-зубцями з тими ж параметрами, що й синтезовані.

Експериментальні дослідження зубчастих передач проводилися на стенді із замкненим силовим потоком. Для пуску стенда та компенсації втрат на тертя крутного моменту, що циркулює в замкнутій системі, використовувався асинхронний електродвигун потужністю $P = 7,5$ кВт і частотою обертання $n = 1470$ об/хв.

Першими були випробувані квазівольвентні передачі. Оцінка контактної витривалості цих передач проводилася на базі $3,3 \cdot 10^7$ циклів, потім фіксувалися площі, вкриті раковинами викришування на 5 зубцях, що рівномірно розташовані по периметру. Після відпрацювання базової кількості циклів при крутному моменті $T_{1H} = 150$ Н·м, площа зубців коліс, покрита раковинами, склала близько 50 % від загальної площі досліджених зубців. У синтезованих передачах після відпрацювання $5 \cdot 10^7$ циклів при крутному моменті $T_{1H} = 208$ Н·м, область, покрита раковинами на п'ятьох досліджених зубцях, не перевищувала 50 % від їхньої загальної площі. Це дало можливість зробити висновок про контактну міцність зубців синтезованої передачі: навантажувальна здатність синтезованих передач з ДОВ-зубцями більша в 1,39 рази, ніж навантажувальна здатність квазівольвентної передачі. Отриманий висновок збігається з результатами теоретичних досліджень: відношення середніх значень критеріїв контактної міцності синтезованих і квазівольвентних передач з ДОВ-зубцями дорівнює 1,48 (рис. 2).

На рисунку позначено: 1 — евольвентна прямозуба передача (позначена пунктирною лінією); 2 — квазі-евольвентна передача; 3 — передача СНУ-3,9Д.

Втрати у зачепленні синтезованих передач на 29 % менші, ніж втрати квазівольвентних передач, що задовільно збігається з результатами теоретичного дослідження (розрахункове значення критерію втрат у зачепленні передачі СНУ-3,9Д на 23 % менше, ніж значення для квазівольвентної передачі).

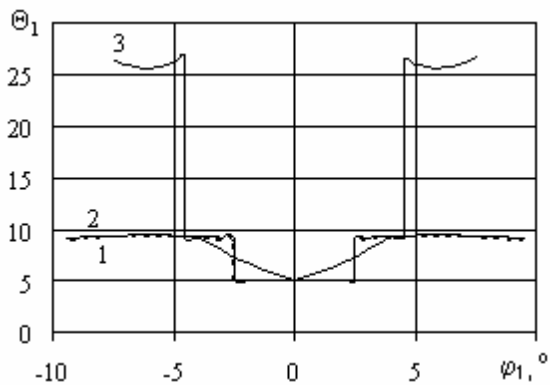


Рис. 2. Критерій контактної міцності експериментальних передач з урахуванням багатопарності зачеплення

Висновки. 1. Проведено теоретичні дослідження, в результаті яких отримала подальший розвиток математична модель передач з ДОВ-зубцями, що нарізані інструментом з узагальненим вихідним контуром і довільною поздовжньою формою зубців, і передач, що нарізають круговою різцевою головкою, яка розташована під довільним кутом до початкової площини коліс, що зачеплюються, з різцями, спрофільованими будь-якою кривою.

2. Теоретично визначені критерії працездатності залежно від геометрії узагальненого вихідного контуру інструмента та його положення щодо початкової площини коліс, що зачеплюються, і розроблені диференціальні рівняння для синтезу за геометро-кінематичними критеріями геометрії інструмента для нарізання коліс із ДОВ-зубцями.

3. Для передач з ДОВ-зубцями отримано граничні значення відносної зведеної кривини у вигляді блокувальних контурів, що дає змогу синтезувати передачі із заданими значеннями коефіцієнта перекриття та товщини зубця на вершині.

4. Визначено значення радіуса різцевої головки та ширини зубчастого вінця передач з ДОВ-зубцями, що забезпечують рівномірність за напруженнями згину двогнутих і двоопуклих зубців. Розроблено рекомендації з вибору кута нахилу різцевої головки до початкової площини коліс, що нарізаються, у залежності від їхніх параметрів та геометрії вихідного контуру.

5. Розроблено методику синтезу передач з ДОВ-зубцями за геометро-кінематичними критеріями, на основі якої синтезовано вихідні контури, що забезпечують сталі значення зведеної кривини менші в 2,3 рази, ніж у квазі-вольвентних передач, а також вихідні контури, спрофільовані відрізками дуг кола, які забезпечують менші в 4,4 рази значення зведеної кривини. Розроблено рекомендації щодо аналізу та синтезу передач з ДОВ-зубцями за критеріями працездатності з використанням інструмента, який спрофільовано будь-якою кривою та відрізками дуг кіл.

6. Синтезований вихідний контур СНУ-3,9Д реалізовано у вигляді двосторонньої різцевої головки, яка використовувалася для виготовлення передач. За результатами експериментального дослідження контактної витривалості синтезованих передач їхня навантажувальна

здатність в 1,39 рази більша, ніж навантажувальна здатність квазівольвентних передач. За результатами теоретичних досліджень відношення середніх значень критеріїв контактної міцності синтезованих і квазівольвентних передач з ДОВ-зубцями дорівнює 1,48. Втрати у зачепленні синтезованих передач менші на 29 %, ніж втрати квазівольвентних передач. За результатами теоретичного дослідження значення критерію втрат у зачепленні синтезованої передачі менше на 23 %, ніж значення для квазівольвентної передачі.

Отримані результати рекомендовані до впровадження й можуть бути використані проектними організаціями та машинобудівними підприємствами при проектуванні та виготовленні високонавантажених передач з ДОВ-зубцями, що сприятиме підвищенню технічного рівня зубчастих приводів.

Література

1. Айранетов Э.Л., Айранетов С.Э., Мельникова Т.Н. О выборе продольной кривизны арочных зубьев // Цилиндрические передачи с арочными зубьями: Тез. докл. зонального семинара. — Курган, 1983. — С. 11.
2. Блутштейн М.Б. Изыскание рациональных передач с пересекающимися осями для высоконагруженных редукторов выемочных комбайнов: Автореф. дис... канд. техн. наук. — М., 1971. — 15 с.
3. А.с. 1240976 СССР, МКИ 4 F 16 H 1/08. Зубчатая передача с замкнутыми линиями контакта // Б.С. Зуй, В.М. Пузина (СССР). — № 3863328/25-28; Заявлено 07.01.85; Опубл. 30.06.86, Бюл. № 24.
4. Вулгаков Э.Б. Общий случай синтеза эвольвентного зацепления // Исследование механических передач приводов агрегатов: Труды Рижского института гражданской авиации. — 1970. — Вып. 148. — С. 55—68.
5. Гавриленко В.А. Задачи синтеза зацеплений и передач // VII Всес. совещан. по основным проблемам теории механизмов и машин. — Тбилиси, 1974. — С. 54—58.
6. Грибанов В.М., Малый Д.В., Фесенко Т.Н., Хмеловский Т.Г. Сравнительный анализ зубчатых цилиндрических передач Новикова с арочным зубом // Вестник Национального Технического университета „ХПИ“. — Харьков. — 2001. — №13. — С. 42—51.
7. Громан М.Б., Зак П.С. Бочкообразный зуб // Вестник машиностроения. — 1976. — №4. — С. 23—26.
8. Давыдов Я.С. Элементы общей теории станочного зацепления и принцип производящей пары в анализе и синтезе зубчатых передач: Автореф. дис... докт. техн. наук. — М., 1973. — 34 с.
9. Дусев И.И. О новом методе синтеза зацеплений с линейным контактом // Вопросы проектирования и исследования механизмов машин и автоматов. — Новочеркасск, 1977. — С. 14—23.
10. Ерихов М.Л. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: особенности и возможности // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление: Тез. докл. зон. сем. — Курган, 1983. — С. 3—5.
11. Zhuravlev G. A. The Mixed Gearing Engagement Systems / Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. — Milano, Italy, August 30-31 Sept. 1-2, 1995. — p.p. 433—437.
12. Кириченко А.Ф., Зинченко А.В. К вопросу решения задач о напряженно-деформированном состоянии зубьев цилиндрических передач Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев //

Вестник Национального Технического университета „ХПИ”. — Харьков, 2001. — №12. — С. 97—105.

13. *Кодниц Д.С.* Контактная гидродинамика смазки деталей машин. — М.: Машиностроение, 1976. — 303 с.

14. *Колчин Н.И.* Механика машин. — Л.: Машиностроение, 1971. — Т. 1. — 560 с.

15. *Коростелев Л.В., Борисов В.Д., Растов Ю.И.* Синтез пространственных зацеплений с линейным и точечным касанием зубьев при простейших движениях производящих поверхностей // Механика машин. — М.: Наука, 1974. — Вып. 45. — С. 5—10.

16. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 1, 2 // Под редакцией И.В. Крагельского и В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1978. — 400 с., 1979. — 358 с.

17. *Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г.* Конструкции и расчет зубчатых редукторов. — Л.: Машиностроение, 1971. — 328 с.

18. *Кудрявцев В.Н.* К вопросу об уточнении оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. — 1983. — №3. — С. 17—20.

19. *Носко П.Л.* Оптимальное проектирование машиностроительных конструкций. — Луганск: Изд-во Восточноукр. гос. ун-та, 1999. — 392 с.

20. *Ревякина О.А.* Удосконалення циліндричних передач із арковими зубцями синтезом за критеріями працездатності: Автореф. дис... канд. техн. наук. — Луганськ, 2003. — 25 с.

21. *Севрюк В.Н.* Теория круговинтовых поверхностей в проектировании передач Новикова. — Харьков: Изд-во Харьков. ун-та, 1972. — 167 с.

22. *Цилиндрическая зубчатая передача.* Сидоренко А.К. А.с. 1174644, СССР. Заявл. 24.10.83, № 3666272/25—28, опубл. в Б.И., 1985, №31. МКИ F 16 Н 55/08/

23. *Сидоренко А.К.* Новые виды зубчатых передач. — М.: Машиностроение, 1990. — 128 с.

24. *Ткач П.Н.* Геометро-кинематические критерии передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. — №10 (68), Ч. 2. — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2003. — С. 158—163.

25. *Хорин В.Н., Блитштейн М.Б.* Коническая зубчатая передача с двояковыпукло-вогнутыми зубьями // Машиноведение. — 1982. — №1. — С. 46—49.

26. *Шишов В.П.* Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: Дис. ... докт. техн. наук. — Луганск, 1994. — 525 с.

27. *Шишов В.П., Филь П.В., Ткач П.Н.* Показатели нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач с корсетными зубьями // Вісник Східноукр. держ. ун-ту. Луганськ: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2000. — №5 (27). — С. 254—258.

28. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Шишова Н.В.* Цилиндрические зубчатые колеса с корсетными зубьями // Вісник Східноукр. держ. ун-ту. Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2000. — №6 (28). — С. 138—143.

29. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Пимченко А.В.* Обобщение геометрии зубьев цилиндрических колес, нарезанных режущим инструментом // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. — №7 (53). — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2002. — С. 117—122.

30. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Муховатый А.А.* Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. — №10 (56). — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2002. — С. 247—254.

31. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Третьяк А.Е.* Геометро-кинематические показатели передач с арочными и корсетными зубьями // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. — № 8 (66). — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2003. — С. 188—194.

32. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Муховатый А.А.* Исходные контуры цилиндрических передач с выпукло-вогнутыми зубьями колес // Вестник нац. технич. ун-та „ХПИ”. 3б. наук. пр. Тематич. вып. „Технологии в машиностроении”. — Харьков: НТУ „ХПИ”. — 2003. — №8. — С. 88—96.

33. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Пимченко А.В.* Анализ геометро-кинематических критериев цилиндрических передач с арочными и корсетными зубьями // Ресурсозберігаючі технології виробництва і обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. 3б. наук. праць. — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2003. — С. 142—148.

34. *Шишов В.П., Ревякина О.А., Ткач П.Н.* Геометро-кинематические критерии работоспособности цилиндрических квазиэвольвентных передач с арочными и корсетными зубьями // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. — №12 (70). — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля. — 2003. — С. 52—55.

35. *Шишов В.П., Ткач П.Н.* Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями // Подъемно-транспортная техника. — №4. — 2003. — С. 90—97.

36. *Шишов В., Ткач П.* Вибір раціональних параметрів передач із двоопукловогнутими зубцями // Машинознавство. — 2004. — №2 (80). — С. 25—32.

37. *Ясько В.В.* Синтез зубчатых зацеплений с постоянными передаточными отношениями, не зависящими от положения осей вращения колес: Автореф. дис... канд. техн. наук. — М., 1968. — 27 с.

38. *Drahoš I.,* Geometrische Grundlagen Zur Herstellung einer Wildhaber – Nowikow – Verzahnung auf der Forster – Walzfrasmachine, Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae, 53, 1966, Budapest.

39. *Lebeck A.O., Radzimosky E.I.* The synthesis of tooth profile shapes and spur gears of high load capacity. Trans. ASME, 1970, V 92, № 3, 543-551. Discuss, 551-553. Repr. – Pap. Amer. Soc. Mech. Eng., 1969, n WA – DE II.

40. *G. Stade.* Worm drive. — Patent specification 1357822, published 26.06.1974.

Отримана 10.01.06

V. Shishov, P. Nosko, P. Tkach

Synthesis of high-rate cylinder transmissions with biconvex and biconcave teeth by geometric and kinematic criteria

Volodymyr Dal East Ukrainian National University, Luhansk

For creation of transmissions with biconvex and biconcave teeth with the increased loading ability the generalized mathematical model of such transmissions cut by the tool with the generalized initial contour has been created, and the longitudinal form is outlined by the any flat curve located under any corner to an initial plane of cutting wheels. On the basis of the received mathematical model qualitative criteria of serviceability have been determined depending on geometry of an initial contour of the tool and the longitudinal form of the teeth. The differential equations of synthesis of geometry of an initial contour have been developed by geometric and kinematic criteria. On the basis of the differential equations initial contours with constant value of the resulted curvature, including providing off-pole gearing, and also the initial contours outlined by pieces of arches of circles have been synthesized. The comparative analysis synthesized and quasiinvolute transmissions by criteria of serviceability is lead.