

УДК 621.833

DOI: 10.18372/0370-2197.4(93).16285

П. Л. НОСКО<sup>1</sup>, О. В. БАШТА<sup>1</sup>, І. В. СЕМАК<sup>1</sup>, О. В. ГЕРАСИМОВА<sup>1</sup>, А. О. БАШТА<sup>2</sup><sup>1</sup>Національний авіаційний університет, Україна<sup>2</sup>Національний університет харчових технологій, Україна

## ПОКАЗНИКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОНХОЇДАЛЬНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ З ПІДВИЩЕНОЮ ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ. ЕКСПЕРИМЕНТ

Стаття присвячена актуальному завданню підвищення показників працездатності зубчастих приводів машин. Для вирішення зазначеного завдання у статті запропоновано застосувати конхоїдальне зачеплення, виготовлене зі зміщенням вихідного контуру та особливими умовами контакту. Особливістю запропонованого зачеплення є менша у порівнянні зі звичайним конхоїдальним зачепленням чутливість до похибок виготовлення та монтажу. Випробування передач на контактну міцність здійснювалося на стенді розімкнутого типу, як гальмівний пристрій використовувалося електромагнітне порошкове гальмо. Випробування проводилися при ступінчастому навантаженні експериментальних передач відповідно до вибраних режимів, під час випробувань через кожні півгодини фіксувалися активна потужність, яка споживається приводним електродвигуном та навантажуючий момент гальмівного пристрою. Кожні 8 годин візуально контролювався стан контактуючих поверхонь зубців, фіксувалися площі вкриті раковинами викришування по п'яти зубцям шестірні, рівномірно розташованим по периметру. У ході випробувань також контролювалося значення температури масла, яка встановилася на кожному етапі навантаження. У ході експериментальних досліджень було проведено випробування двох варіантів передач: евольвентної зі зміщенням та конхоїдальної зі зміщенням. Підтверджено теоретичні висновки про більшу високу (на 20%) контактну міцність конхоїдальних циліндричних передач. Значне зниження ККД редуктора при значенні крутного моменту  $T_1 = 37\text{Нм}$ , пов'язане з втомним руйнуванням більш ніж 50% активних поверхонь зубців; також мало місце різке збільшення температури масла, що теж можна пов'язати з руйнуванням активних поверхонь зубців. Для порівняння експериментальних даних з теоретичними було визначено відношення ККД редукторів з випробуваними передачами. Отримані співвідношення різняться на 5,5%. Це свідчить про задовільний збіг теоретичних та експериментальних даних за показником втрат у зачепленні. Робота конхоїдальної передачі супроводжувалася меншим тепловиділенням, що також свідчить про менші втрати у зачепленні. Областю застосування нового зачеплення є приводи машин для передачі великих потужностей.

**Ключові слова:** циліндричні зубчасті колеса, конхоїдальне зачеплення, зсув профілю, опукло-опуклий контакт, характеристики зчеплення, міцність поверхні зубців, втрата потужності зачеплення.

**Вступ.** Літературні дані свідчать про те, що найбільшого поширення в сучасному машинобудуванні мають евольвентні зубчасті передачі. Для їх виробництва використовується составний вихідний твірний контур, окреслений прямими лініями на робочій ділянці і дугами кола [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Варто зазначити, що традиційні передачі добре досліджені, і резерви з вдосконалення практично відсутні. Підвищити навантажувальну здатність зубчастих передач можна застосуванням не евольвентних передач, у яких робочі ділянки зубців утворені рейкою з криволінійним профілем.

Найбільш простим, після прямолінійного вихідного контуру, є вихідний контур, окреслений дугами кола. Його застосування в передачах Вільдгабера-Новикова, що забезпечило підвищення навантажувальної здатності [2]. Однак в цих передачах реалізується точковий контакт робочих поверхонь, тому необхідно забезпечити осьове перекриття (повинен бути присутнім коефіцієнт осьового перекриття  $\varepsilon_\beta > 1$ ). Для передач з лінійним контактом вихідний контур, спрофільований дугами кола, також забезпечує переваги, які підтверджені теоретичними [Ошибка! Источник ссылки не найден., 4, 5, Ошибка! Источник ссылки не найден., 8] та експериментальними [Ошибка! Источник ссылки не найден.] дослідженнями. Лінія зачеплення таких зубчастих передач має вигляд конхоїди Нікомеда [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Будемо називати передачі з такою лінією зачеплення конхоїдальними і зачеплення – конхоїдальним.

Аналіз останніх досліджень і літератури. Вперше теоретичні та експериментальні дослідження конхоїдальних циліндричних передач були проведені автором роботи [Ошибка! Источник ссылки не найден.], а теоретичні дослідження геометрії і показників працездатності аркових передач з таким зачепленням - авторами робіт [Ошибка! Источник ссылки не найден., 4]. Однак, застосовувані в даних роботах вихідні контури забезпечують опукло-увігнутий контакт зубів, що підвищує чутливість передач до похибок їх виготовлення і монтажу. Крім того, в роботах [Ошибка! Источник ссылки не найден., Ошибка! Источник ссылки не найден.] не враховано зсув вихідного контуру.

Формули для визначення показників працездатності конхоїдальних прямозубих передач, виготовлених зі зміщенням вихідного контуру, отримані в роботі [4, Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Умови, при яких в таких передачах може бути реалізований опукло-опуклий контакт, отримані в роботі [Ошибка! Источник ссылки не найден., 11]. Авторами [Ошибка! Источник ссылки не найден.] були синтезовані 23 вихідних контури, що дозволяють отримати зазначений контакт, однак показники працездатності таких передач не оцінювалися. В роботах [12, 13, 14, 15, 16] були представлені результати теоретичних досліджень

Метою даного дослідження є експериментальне визначення переваг конхоїдального зачеплення з опукло-опуклим контактом перед традиційним.

Експериментальні дослідження. Безперечно, отримані теоретично результати вимагають підтвердження. Для цього були виконані експериментальні дослідження, метою яких була якісна оцінка контактної міцності та кількісна оцінка втрат у зачепленні циліндричних конхоїдальних зубчастих передач з підвищеною вантажопідйомністю.

Експериментальні дослідження виконувались у кілька етапів:

1. Проектування та виготовлення зубообробного інструменту, який має геометрію твірної поверхні, для практичної реалізації запропонованих у роботі конхоїдальних циліндричних зубчастих передач.

2. Виготовлення коліс експериментальних передач зі зміщенням інструменту (евольвентні та конхоїдальні).

3. Визначення режимів навантаження для оцінки контактної міцності та втрат у зачепленні експериментальних зубчастих передач.

4. Стендові випробування циліндричних зубчастих коліс та порівняння теоретичних та експериментальних даних.



Характеристика експериментальних передач. Для проведення досліджень на стенді були виготовлені циліндричні зубчасті передачі зі значеннями геометричних параметрів, наведеними в табл. 3. Експериментальні передачі (рис. 3), були виготовлені зі сталі 40Х ГОСТ 4543-71, піддавалися поліпшенню до НВ 260 ... 280 і відповідали 8 ступеню точності за нормами, які регламентуються ГОСТ 1643-81.

У ході експериментальних досліджень було проведено випробування двох варіантів передач (табл. 3):

I – евольвентна зі зміщенням ( $x_1 = +0,5; x_2 = -0,5$ );

II – конхoidalна зі зміщенням ( $x_1 = +0,5; x_2 = -0,5$ );

Таблиця 2

## Параметри вихідного контуру

№ п/п	Параметр	Формула	Результат
1	Модуль, мм	$m$	1,95
2	Бічний зазор, мм	$\delta$	0,2
3	Товщина зуба рейки на початковій прямій, мм	$S_{w0} = \frac{\pi m}{2} + \delta$	3,263
4	Кут профілю на початковій прямій, град.	$\alpha_{w0}$	19,602
5	Координати центрів профілюючого кола, мм	$a = 6.072m$	11,8404
		$b = 17.050m$	33,248
6	Радіус профілюючого кола, мм	$\rho = 18.101m$	32,297
7	Висота головки та ніжки зуба, мм	$h_{f0} = h_a0 = m + c_{f0}$	2,5267
8	Висота зуба фрези, мм	$h_{t0} = h_{a0} + h_{f0}$	5,0534
9	Товщина зуба на висоті $h_{f0}$ від початкової прямої, мм	$S_{f0} = 0.791m$	1,5425
10	Максимальний кут профілю, град.	$\alpha_{max}$	23
11	Радіальний зазор, мм	$c_{f0} = \rho_{f0}(1 - \sin \alpha_{max})$	0,5767
12	Радіус вершини зуба, мм	$\rho_{f0} = \frac{S_{f0} + \delta}{2 \cos \alpha_{max}}$	0,9465

Таблиця 3

## Параметри експериментальних передач

Найменування параметрів	Позначення	Значення
Базовий контур	–	Спеціальний
Модуль, мм	$m$	1,95
Кількість зубів шестерні	$z_1$	14
Кількість зубів колеса	$z_2$	88
Коефіцієнт зміщення профілю шестерні	$x_1$	0,5
Коефіцієнт зміщення профілю колеса	$x_2$	-0,5
Діаметр діляльного кола шестерні, мм	$d_1 = mz_1$	27,3

Діаметр ділильного кола колеса, мм	$d_2 = mz_2$	171,6
Діаметр вершин шестерні, мм	$d_{a1} = m[z_1 + 2(1 + x_1)]$	33,15
Діаметр вершин колеса, мм	$d_{a2} = m[z_2 + 2(1 + x_2)]$	173,55
Ефективна ширина зуба, мм	$b_w$	60
Передаточне число	$u$	6,29

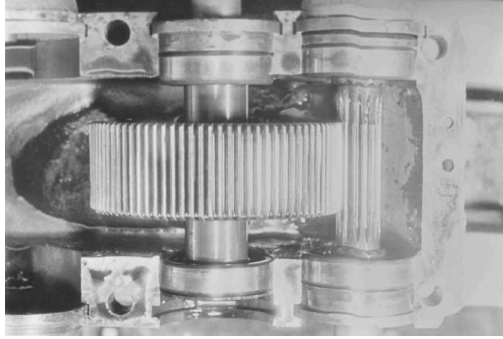


Рис. 3. Експериментальна конхoidalна передача

Стенд для випробування передач. Випробування передач на контактну міцність здійснювалося на стенді розімкнутого типу, що складається з електродвигуна, редуктора з передачею [Ошибка! Источник ссылки не найден.], яка випробовується, мультиплікатора і гальмівного пристрою (рис. 4, 5). Електродвигун 1 закритий обдувний 4A160S4Y3 потужністю 15 кВт із частотою обертання  $n_M = 1470$  об/хв надає руху експериментальній передачі редуктора 2. Гальмівний момент на вихідному валу створюється гальмом 4. Мультиплікатор 3 з передаточним числом  $u_{mult} = 3,18$  знижує величину гальмівного моменту. Як гальмівний пристрій використовувалося електромагнітне порошкове гальмо ПТ-40М конструкції ЕНІМС, робочим середовищем якого служить суміш феромагнітного порошку (карбонільне залізо СТУ 1021062 із середнім розміром частинок 8...12 мкм) і мінеральної олії. Феромагнітний порошок надає під дією електромагнітного поля статорних обмоток опір зсуву, причому величина гальмівного моменту залежить від сили струму, який намагнічує. Гальмівний момент врівноважується пружним елементом типу камертону, за величиною лінійних деформацій якого, що знімаються за допомогою індикатора годинникового типу ІЧ05 (похибка не більше 10 мкм) ГОСТ 9696-82, можна робити висновки про крутний момент на вихідному валу передачі.

Активна потужність, яка споживається електродвигуном, визначалася за показаннями вимірювального комплексу типу К506 класу точності 0,5 включеного в мережу електродвигуна.

Машення експериментальних передач проводилося автотракторним маслом АК 15, рівень якого в процесі випробувань періодично контролювався. З'єднання валів електродвигуна, редуктора, мультиплікатора та гальмівного пристрою здійснювалося за допомогою пружних втулково-пальцевих муфт.

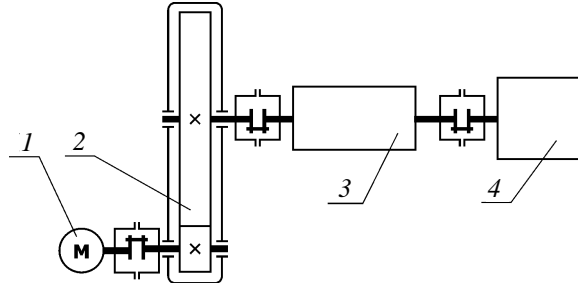


Рис. 4. Схема випробувального стану: 1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – мультиплікатор; 4 – гальмо

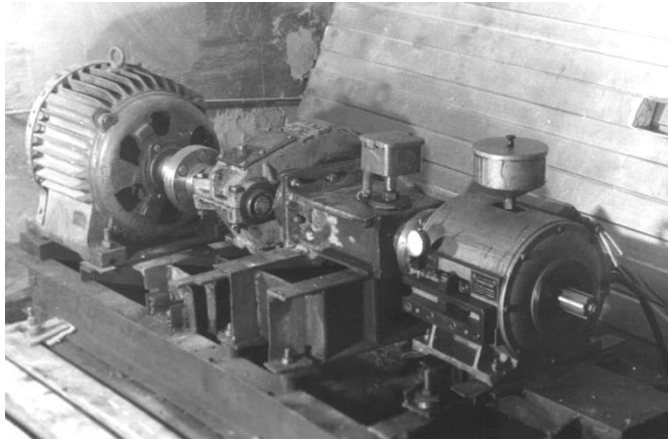


Рис. 5. Загальний вигляд випробувального стану

Методика та результати експериментальних досліджень. Методика проведення експерименту визначає режим та тривалість випробувань, критерії оцінки ходу випробувань та їх закінчення, спосіб вираження результатів.

Для експериментальних передач було визначено теоретичні значення показників контактної міцності та втрат у зачепленні. Встановлено, що показник контактної міцності, розрахований за формулою  $\theta_H = \frac{\cos \alpha}{\chi_{red}}$ , передачі II по полю зачеплення в середньому на 20% вище, ніж у передачі I. Втрати в зачепленні, розраховані за формулою  $\psi_m = \frac{b_w r_{w1}}{\pi \omega_1 T_1} \int_{\phi_{10}}^{\phi_{20}} q_n f v_g d\phi$ , складають для передачі I –  $\psi_m^{inv} = 0,0074$ , передачі II –  $\psi_m^{con} = 0,0061$ . Тобто, втрати у зачепленні передачі II у 1,21 рази менше, ніж передачі I.

Номинальний крутний момент на валу шестірні експериментальної передачі вибирався залежно від гранично допустимого розрахункового крутного моменту з умов контактної міцності для аналогічних евольвентних передач за формулою

$[T_{1H}] = \left( \frac{[\sigma_H] d_{w1}}{Z_H Z_E Z_\epsilon} \right)^2 \frac{b_w u}{2000(u+1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_V}$ . Для евольвентних передач з параметрами, наведеними в таблиці 3 поліпшених до НВ 260 ... 280 гранично допустимий крутний момент знаходиться в межах  $[T_{1H}] = 30 \dots 32 \text{ Нм}$ , базове число циклів

$[T_{1H}] = 30 \dots 32$ . При розрахунку гранично допустимого моменту, що крутить, конхoidalних передач було враховано, що

– відповідно до формули  $T_1 = kr_{w1}b_w\theta_H$  граничний крутний момент пропорційний показнику контактної міцності  $\theta_H = \frac{\cos \alpha}{\chi_{red}}$ ;

– контактна міцність по полю зачеплення передачі II на 20% більше, ніж у передачі I.

Випробування проводилися при ступінчастому навантаженні експериментальних передач відповідно до вибраних режимів (табл. 4). Приробіток без застосування навантаження на вихідному валу здійснювалася протягом 2 годин. Потім слідувало чотири ступені навантаження зі значеннями крутних моментів відповідно  $0,2[T_{1H}]$ ;  $0,4[T_{1H}]$ ;  $0,6[T_{1H}]$  та  $0,8[T_{1H}]$ . Тривалість перших чотирьох частин становила по 24 години на кожній частині. Тривалість роботи на п'ятій частині, коли навантажувальний момент дорівнював  $[T_{1H}]$  склала 130 годин і відповідала  $N_{Hlim}$  шестірні.

Таблиця 4

## Режими випробувань

№ етапу	Крутний момент, Нм	Тривалість роботи
–	холостий хід	2 години
1	6	до температури масла*, але менше 24 год.
2	12	до встановленої температури масла, але менше 24 год.
3	19	до встановленої температури масла, але менше 24 год.
4	25	до встановленої температури масла, але менше 24 год.
5	31	до $2 \cdot 10^7$ циклів
6	37	до $3 \cdot 10^7$ циклів

Примітка: \*температура вважалася сталою, якщо її зміна за 4 години не перевищувала  $2^\circ\text{C}$ .

Під час випробувань через кожні півгодини фіксувалися такі параметри:

- активна потужність, яка споживається приводним електродвигуном;
- навантажуючий момент гальмівного пристрою.

Через кожні 8 годин візуально контролювався стан контактуючих поверхонь зубців.

За наведеною методикою було випробувано по 3 пари циліндричних коліс з геометрією зубців, що відповідає варіантам I та II.

Висновок щодо оцінки контактної міцності експериментальних циліндричних передач проводилося виходячи з візуального дослідження якісного стану поверхонь контактуючих зубців після проведення випробувань. Зіставлення контактної витривалості зубців досліджуваних передач проводилося на базі  $2 \cdot 10^7$  циклів, після чого фіксувалися площі, вкриті раковинами викришування по п'яти зубцям шестірні, рівномірно розташованим по периметру. Після відпрацювання  $N_{Hlim}$  при крутному моменті  $[T_{1H}] = 31\text{Нм}$  площа зубців передачі I, покрита раковинами, склала близько 50% від загальної площі досліджуваних зубців.

Для передачі II після досягнення величини навантажуючого моменту, рівного  $[T_{1H}]$  була отримана характерна пляма контакту. Далі навантаження було збільшено до рівня  $1,2[T_{1H}] = 37\text{ Нм}$  для підтвердження даного значення як граничного моменту з умови контактної міцності конхoidalних передач.

Дослідження поверхневого шару контактуючих зубців конхoidalних передач показало, що площа зубців, покрита раковинами викришування, після відпрацювання числа циклів більше  $N_{Hlim}$  при крутному моменті  $T_1 = 37\text{Нм}$  також не перевищує 50% від загальної площі. Це підтверджує теоретичні висновки про більш високу (на 20%) контактну міцність конхoidalних циліндричних передач.

Значення ККД трансмісії визначалося за формулою  $\eta_t = \frac{T_2}{T_1 u} = \frac{T_2 n_M}{9550 P_M \eta_{c,u}}$ , виходячи з вимірювань активної потужності електродвигуна з урахуванням режиму випробувань. Залежність ККД редуктора від крутного моменту, наведена рис. 6, свідчить про те, що редуктор з передачею II має вищий ККД проти редуктора з евольвентною передачею I.

Значне зниження ККД редуктора з передачею I при значенні крутного моменту  $T_1 = 37\text{Нм}$ , вирогідно, пов'язане з втомним руйнуванням більш ніж 50% активних поверхонь зубців.

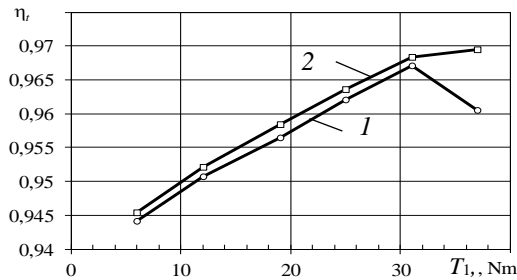


Рис. 6. Залежність значень ККД трансмісій від крутного моменту.  
1 – Колесо I; 2 – Колесо II

У ході проведення випробувань контролювалося значення температури масла, яка встановилася на кожному етапі навантаження. Отримані значення температури наведено на рис. 7. Характер кривої, що описує зміну температури масла в редукторі аналогічний до зміни ККД. При роботі евольвентної передачі мало місце різке збільшення температури масла при  $T_1 = 37\text{Нм}$ . Як і падіння ККД, воно, вочевидь, пов'язане із руйнуванням активних поверхонь зубців.

Для порівняння експериментальних даних з теоретичними було визначено відношення ККД редукторів з передачами I та II ( $\eta_{red}^{con}$  і  $\eta_{red}^{inv}$ ). Обидва значення отримані під час випробувань під навантаженням  $[T_{1H}] = 31\text{Нм}$ .

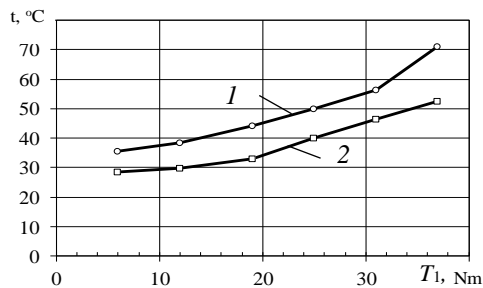


Рис. 7. Залежність температури масла в редукторі від крутного моменту.  
1 – Колесо I; 2 – Колесо II



На підставі експериментальних даних отримаємо

$$\frac{\eta_{red}^{con}}{\eta_{red}^{inv}} = \frac{0,9683}{0,9671} = 1,001241.$$

В результаті розрахунків за залежністю  $\frac{\eta_m^{con}}{\eta_m^{inv}} = \frac{1-\psi_m^{con}}{1-\psi_m^{inv}}$  для передачі II ( $\eta_m^{con}$ ) порівняно з I ( $\eta_m^{inv}$ ) отримаємо

$$\frac{\eta_m^{con}}{\eta_m^{inv}} = \frac{1-\psi_m^{con}}{1-\psi_m^{inv}} = \frac{1-0,0061}{1-0,0074} = 1,001309.$$

Отримані співвідношення різняться на 5,5%. Це свідчить про задовільний збіг теоретичних та експериментальних даних за показником втрат у зачепленні. Робота конхoidalної передачі супроводжувалася меншим тепловиділенням, що також свідчить про менші втрати у зачепленні.

**Висновки.** В якості показників працездатності, які підлягають експериментальній перевірці, обрані контактна міцність та втрати в зачепленні. Теоретично визначено відношення цих показників, обчислених для конхoidalних прямозубих передач з опукло-опуклим контактом, виготовлених зі зміщенням вихідного контуру, з аналогічними евольвентними. Встановлено переваги конхoidalних передач. Зокрема, для експериментальних конхoidalних передач зі зміщенням максимальне навантаження в 1,2 рази вище, ніж аналогічна евольвентна передача зі зміщенням, а втрати в зачепленні на 21% менше.

Твірна поверхня, описана в теоретичній частині, реалізована у вигляді черв'ячної фрези, яка була спроектована та виготовлена. З її допомогою було нарізано зубці на трьох парах експериментальних коліс. Результати їх стендових випробувань підтвердили теоретичний висновок про більшу навантажувальну здатність конхoidalних передач. Встановлено також збіг даних теоретичного та експериментального досліджень за показником втрат у зачепленні з відхиленням не більше 5,5%.

#### Список літератури

1. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. // М.: Машиностроение, 1969. – 432 с.
2. Novikov M.L. Gears with new engagements // Moscow, Publ. Zhukovsky VVIA. - 1958. 186 pp (in Russian).
3. Шишов В.П. Цилиндрические передачи с арочными зубьями / В.П. Шишов, П.Л. Носко, О.А. Ревякина // Монографія. Луганськ: Вид-во СЧУ ім. В. Даля, – 2004. – 336с.
4. Tkach P. Arched transmissions teeth geometry within offset of initial profile / P. Tkach, P. Nosko, O. Bashta, A. Lysenko, A. Bashta // Problems of friction and wear/ – 2019. – 4 (85). – pp. 69-75.
5. Nosko P. Improved and extreme geometro-kinematic parameters of high-loaded hyperboloid gears / P. Nosko, S. Kashkarov, O. Bashta, Yu. Tsibriy, A. Bashta // Problems of friction and wear. – 2019. – 3 (84). – pp. 63-68.
6. Носко П.Л. Вибір узагальненого критерію ефективності високошвидкісних зубчастих передач / П.Л. Носко, О.В. Башта, О.В. Радько, Г.О. Бойко, О.В. Герасимова // Проблеми тертя та зношування, – 2020. – 4 (89). – pp.58-66.
7. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления // надежность и качество зубчатых передач. – Ииинформтяжмаш, 18-67-106, – 1967. – С. 1-8.
8. Tkach P. Comparison of sinusoidal and involute spur gears by meshing characteristics / P. Tkach, P. Nosko, Yu. Tsybrii, O. Revyakina, G. Boyko, O. Bashta // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – 2019. – Issue 1 (57). – pp.41-53.
9. Шишов В.П. Критерии работоспособности реечной передачи со смещением рейки / В.П. Шишов, О.А. Ревякина, П.Н. Ткач, Ю.А. Склад // Вісник Нац. техн. ун-ту

«ХП». Зб. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХП», – 2010. – №26. – 196 с. – С. 187-194.

10. Шишов В.П. О характере контакта зубьев цилиндрических передач / В.П. Шишов, О.А. Ревякина, П.Н. Ткач // Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХП». Зб. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХП», – 2007. – №21. – 264 с. – С. 110-119.

11. Tkach P.M. Mathematical model for formation of spur gear teeth by a hyperbolic reference profile / P.M. Tkach, O.V. Bashta, P.L. Nosko, O.O. Revyakina, A.O. Kornienko, O.V. Tisov, Yu.O. Tsybrii // Visnyk Nats. Tekhn. un-tu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR: zb. nauk. pr. Nats. tekhn. Un-t «KhPI». Kharkiv: NTU «KhPI», – 2018. – № 25. – С. 140-148.

12. Litvin F. L. Theory of gearing, 2nd ed. // Moscow, Nauka publ., – 1968. – 584 pp. (in Russian)

13. Shishov V.P. Geometric-kinematic criteria of workability of cylindrical quasi-involute gears with arch and crowned teeth / V.P. Shishov, P.N. Tkach, V.M. Puzina, A.E. Tretiak // Bulletin of the Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University, – 2003. – 12 (70), – pp. 52–55. (in Russian)

14. Grote Karl-Heinrich, Antonsson Erik K. (Eds.) Springer Handbook of Mechanical Engineering. Springer Publ., – 2009. – 1576 p.

15. Kragel'sky I. V., Alisin V. V. Friction, wear and lubrication // Handbook in 2 books. Moscow, Mashinostroenie Publ., – 1978. – 400 p. (in Russian)

16. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. Design and calculation of gear reducers // Leningrad: Mashinostroenie Publ., – 1971. – 328 p. (in Russian)

17. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, – 1981. – 374 с.

Стаття надійшла до редакції 08.12.2021.

**Носко Павло Леонідович** – д.т.н., професор, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, тел. 406-78-42.

**Башта Олександр Васильович** – к.т.н., доц., доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, nau12@ukr.net.

**Семак Інна Вікторівна** – старший викладач кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, тел. 406-78-42.

**Герасимова Ольга Вячеславівна** – Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна, тел. 406-78-42, nau12@ukr.net.

**Башта Алла Олексіївна** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технології оздоровчих продуктів Національного університету харчових технологій, м. Київ, Україна.

*P. NOSKO, O. BASHTA, I. SEMAK, O. GERASIMOVA, A. BASHTA*

**PERFORMANCE INDICATORS OF CONCHOIDAL STRAIGHT SPURGEARS  
WITH INCREASED LOADING CAPACITY. EXPERIMENT**

The article is devoted to the actual problem of increasing the performance indicators of machinegear drives. To solve this problem, in the article proposed to use a conchoidal engagement made with a shifting of the original profile and special contact conditions. A feature of the proposed engagement is that it is less sensitive to manufacturing and assembly errors compared to conventional conchoidal engagement. The performance indicators of such an engagement were observed. This made it possible to determine the level of load during experimental tests of new gears. Contact strength and meshing losses were selected as performance indicators subject to experimental verification. The ratios of these indicators, calculated for conchoidal spur gears with convex-convex contact, made with a shifting of the original profile, with similar involute ones, are experimentally observed. Comparative analysis of performance indicators was carried out for gears of involute and conchoidal engagement with the same parameters and shifting of the original contour. It was found that for experimental conchoidal drives with shifting, the maximum load is 1.2 times higher than that of a similar involute drive with shifting, and the loss in engagement is 21% less. A rational area of application of the new gearing is machine drives for high power transmissions.

**Key words:** spur gears, conchoidal gearing, profile shift, convex-convex contact, meshing characteristics, teeth surface strength, gearing power loss.

**References**

1. Gavrilenko V.A. Osnovy teorii evolventnoy zubchatoy peredachi // Moskva: Mashinostroyeniye. - 1969. - 432 s.
2. Novikov M.L. Gears with new engagements // Moscow, Publ. Zhukovsky VVIA. - 1958. 186 pp (in Russian).
3. Shishov V.P. Tsilindricheskiye peredachi s arochnymi zubiami / V.P. Shishov, P.L. Nosko, O.A. Revyakina, red. Shishov V. P. // Monografiya. Lugansk: Vid-vo SNU im. V. Dalya. – 2004. – 336 s.
4. Tkach P. Arched transmissions teeth geometry within offset of initial profile / P. Tkach, P. Nosko, O. Bashta, A. Lysenko, A. Bashta // Problems of friction and wear/ – 2019. – 4 (85). – pp. 69-75.
5. Nosko P. Improved and extreme geometro-kinematic parameters of high-loaded hyperboloid gears / P. Nosko, S. Kashkarov, O. Bashta, Yu. Tsibriy, A. Bashta // Problems of friction and wear. – 2019. – 3 (84). – pp. 63-68.

6. Bashta O.V. Doslidzhennia vtrat potuzhnosti vnaslidok tertia kovzannia i kochennia v zubchastomu zacheplenni. Ohliad / O.V. Bashta, P.L. Nosko, O.V. Radko, O.V. Herasymova, A.O. Bashta // Problemy tertia ta znoshuvannia. – 2020, – 4 (89). – pp.47-57.
7. Shabanov I. R. O zubchatoy peredache s konkhoidalnoy liniyey zatsepleniya. Nadezhnost i kachestvo zubchatykh peredach // Niinformtyazhmash. 18-67-106. 1967. S. 1-8.
8. Tkach P. Comparison of sinusoidal and involute spur gears by meshing characteristics / P.Tkach, P. Nosko, Yu. Tsybrii, O. Revyakina, G. Boyko, O. Bashta // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – 2019. – Issue 1 (57). – pp.41-53.
9. Shishov V.P. Kriterii rabotosposobnosti reyechnoy peredachi so smeshcheniyem reyki / V.P. Shishov, O.A. Revyakina, P.N. Tkach, Yu.A. Sklyar // Visnik Nats. tekhn. un-tu «KhPI». Zb. nauk. prats tematchniy vipusk «Problemi mekhanichnogo privodu». Kharkiv: NTU «KhPI». – 2010. – № 26. – S. 187-194.
10. Shishov V.P. O kharaktere kontakta zubyev tsilindricheskikh peredach / V.P. Shishov, O.A. Revyakina, P.N. Tkach // Visnik Nats. Tekhn. un-tu «KhPI». Zb. nauk. prats tematchniy vipusk «Problemi mekhanichnogo privodu». Kharkiv: NTU «KhPI». – 2007. – № 21. – S. 110-119.
11. Tkach P.M. Mathematical model for formation of spur gear teeth by a hyperbolic reference profile / P.M. Tkach, O.V. Bashta, P.L. Nosko, O.O. Revyakina, A.O. Kornienko, O.V. Tisov, Yu.O. Tsybrii // Visnyk Nats. Tekhn. un-tu «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR: zb. nauk. pr. Nats. tekhn. Un-t «KhPI». Kharkiv: NTU «KhPI», – 2018. – № 25. – C. 140-148.
12. Litvin F. L. (1968) Theory of gearing, 2nd ed. Moscow, Nauka publ., 584 pp. (in Russian).
13. Shishov V.P. Geometric-kinematic criteria of workability of cylindrical quasi-involute gears with arch and crowned teeth / V.P. Shishov, P.N. Tkach, V.M. Puzina, A.E. Tretiak // Bulletin of the Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University, – 2003. – 12 (70), – pp. 52–55. (in Russian).
14. Grote Karl-Heinrich, Antonsson Erik K. (Eds.) Springer Handbook of Mechanical Engineering. Springer Publ., 2009. 1576 p.
15. Kragel'sky I. V., Alisin V. V. Friction, wear and lubrication. Handbook in 2 books. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 400 p. (in Russian).
16. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. Design and calculation of gear reducers. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1971. 328 p. (in Russian)
17. Aviatsionnyye zubchatyye peredachi i reduktory: Spravochnik Pod red. Vulgakova E. B. Moskva: Mashinostroyeniye. 1981. 374 s.