

СИНТЕЗ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ З ОПУКЛО-УВІГНУТИМ БІЧНИМ ПРОФІЛЕМ ВИТКІВ ЧЕРВ'ЯКА

©Мазнев Є.А., Шишов В.П., Гелетій В.М., 2007

Розглянуто проблему багатокритеріального синтезу черв'ячних передач за допомогою удосконалення геометрії їх робочих поверхонь. Наведено параметри шліфувального круга, що дозволяють отримати підвищену несучу здатність для черв'ячних передач з опукло-увігнутою поверхнею витків черв'яка.

The problem of multicriterion synthesis of worm-gears is considered by the improvement of geometry of their workers of surfaces. The parameters of polishing circle of, are resulted which allow to get the promoted bearing ability for worm-gears with the protuberant and concave surface of coils of worm.

Постановка проблеми. У приводах сучасних машин значного поширення набули черв'ячні передачі. Проте, порівняно з іншими зубчастими передачами, їх істотним недоліком є доволі низький коефіцієнт корисної дії (ККД), що призводить до зниження довговічності цих передач та істотним втратам енергії. Тому вдосконалення черв'ячних передач на основі багатокритеріального синтезу їх конструкції [1] є важливим науково-технічним завданням, а його розв'язання нерозривно пов'язане з удосконаленням самої геометрії робочих поверхонь передачі [2, 3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з перспективних видів черв'ячних передач, є черв'ячні передачі, що містять черв'як з опукло-увігнутою бічною поверхнею витків. Питання вибору параметрів черв'ячної передачі з опукло-увігнутих профілем витків черв'яка розглядали автори, наприклад С.В. Шевченко, В.И. Подройко [4–6]. Певним недоліком цих робіт можна вважати недостатню увагу питанню виготовлення таких передач. Зважаючи на необхідність простим технологічним шляхом забезпечити ідентичність черв'ячної фрези і черв'яка для досягнення повноти контакту поверхонь зубів черв'яка і черв'ячного колеса, розглянемо черв'ячні передачі, бічна поверхня яких обробляється опукло-увігнутих шліфувальним кругом [6].

Мета статті. Визначити геометричні параметри шліфувального круга, що дають змогу отримати підвищену несучу здатність черв'ячної передачі з опукло-увігнутою поверхнею витків черв'яка.

Виклад основного матеріалу. Безпосередня оцінка несучої здатності черв'ячних передач здійснюється за величиною моменту [8–10], який може передавати черв'ячна передача без настання явища заїдання контактуючих поверхонь.

У разі нехтування силою тертя елементарний крутний момент, що створюється відрізком $d\ell$ лінії контакту завдовжки ℓ_i на черв'ячному колесі дорівнює

$$dM = dF_\tau \cdot r_{\omega 2}, \quad (1)$$

де $r_{\omega 2}$ – радіус початкового циліндра черв'ячного колеса, dF_τ – окружна сила на черв'ячному колесі, приведена до полюса зачеплення, яка дорівнює $dF_\tau = dP_N \cdot e_{z1}$. Тут dP_N – елементарна нормальна сила, що сприймається відрізком $d\ell$ лінії контакту; e_{z1} – проекція орта нормалі на вісь OZ_1 системи координат, пов'язаної з черв'яком.

Припустимо, що під час прироблення передачі під навантаженням відбувається вирівнювання контактної напруги уздовж контактної лінії. Тоді

$$dP_N = p_N \cdot d\ell, \quad (2)$$

де p_N – нормальне зусилля, що сприймається одиничним відрізком довжини лінії контакту.

Отже,

$$dM = p_N \cdot e_{z1} \cdot r_{\omega 2} \cdot d\ell. \quad (3)$$

Повний крутний момент на черв'ячному колесі визначається підсумовуванням елементарних моментів спочатку по довжині окремих ліній, а потім по всіх одночасно існуючих контактних лініях

$$M = \sum_{i=1}^n \int_{\ell_i} p_N \cdot e_{z1} \cdot r_{\omega 2} \cdot d\ell = r_{\omega 2} \sum_{i=1}^n \int_{\ell_i} p_N \cdot e_{z1} \cdot d\ell = r_{\omega 2} \cdot Q_N, \quad (4)$$

де Q_N – повна нормальна сила. При дослідженні черв'ячних передач з однаковими параметрами аксоідів можна здійснювати порівняльну оцінку їх несучої здатності по величині повної нормальної сили.

Найближчий до практики результат під час обчислення нормального зусилля отримують, використовуючи такі розрахункові критерії:

– критерій Німанна [10]

$$p_N = C_1 \cdot K_{np}^{-1}; \quad (5)$$

– критерій Німанна-Девіса

$$p_N = C_2 \cdot \left[K_{np}^{-1} \cdot \frac{V_{\Sigma}^{2,5}}{V_{\Sigma}^2 + 1,238(V^{12})^2} \right]^{0,667}; \quad (6)$$

– критерій Блоку

$$p_N = C_3 \cdot K_{np}^{-1} \cdot [V^{12}]^{-0,667}, \quad (7)$$

де C_1 , C_2 і C_3 – постійні, такі, що враховують фізичні властивості черв'ячної пари і фізичні властивості мастила; K_{np} – приведена кривизна контактуючих поверхонь; V^{12} – величина відносної швидкості; V_{Σ} – величина сумарної швидкості переміщення лінії контакту в перпендикулярному до них напрямі.

Довжина ділянки $d\ell$ лінії миттєвого контакту для шліфованих черв'ячних передач визначається виразом

$$d\ell = \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^{\mathcal{G}}}{F_2^{\Psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^{\mathcal{G}}}{F_2^{\Psi}} \right)^2} \cdot d\mathcal{G}, \quad (8)$$

де F_1 і G_1 – перші квадратичні форми поверхні витків черв'яка; $F_2^{\mathcal{G}}$ і F_2^{Ψ} – приватні похідні рівняння зачеплення черв'яка і черв'ячного колеса за параметрами відповідно \mathcal{G} і Ψ .

Вважаємо, що ланки порівнюваних черв'ячних передач виготовляються з одних і тих самих матеріалів і використовується однакове мастило. З рівнянь (4)–(8) отримуємо формули для розрахункових критеріїв несучої здатності черв'ячних передач що містять черв'як, який виготовляється шліфуванням бічної поверхні його витків:

– за критерієм Німанна

$$Q_{N1} = \sum_{i=1}^n \int_{\mathcal{G}_i^{\min}}^{\mathcal{G}_i^{\max}} \frac{e_{z1}}{K_{np}} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^{\mathcal{G}}}{F_2^{\Psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^{\mathcal{G}}}{F_2^{\Psi}} \right)^2} \cdot d\mathcal{G}; \quad (9)$$

– за критерієм Німанна-Девіса

$$Q_{N2} = \sum_{i=1}^n \int_{g_i^{\min}}^{g_i^{\max}} e_{z1} \left[K_{np}^{-1} \frac{V_{\Sigma}^{2,5}}{V_{\Sigma}^2 + 1,238(V^{12})^2} \right]^{0,667} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^g}{F_2^{\psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^g}{F_2^{\psi}} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (10)$$

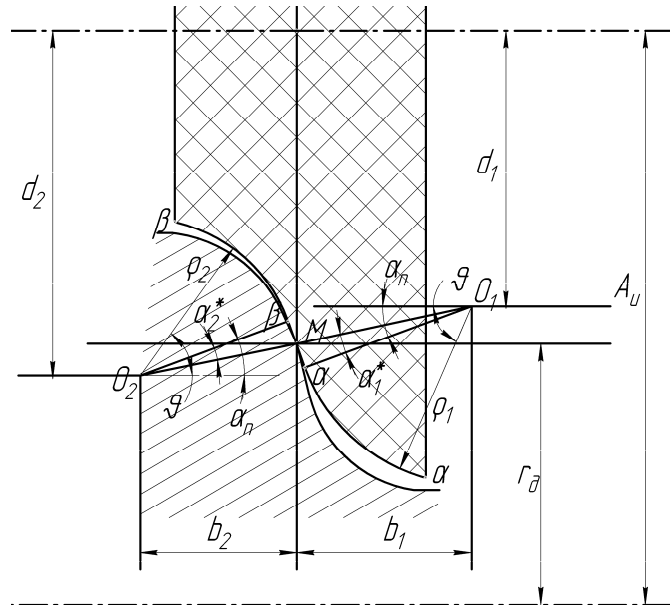
– за критерієм Блоку

$$Q_{N3} = \sum_{i=1}^n \int_{g_i^{\min}}^{g_i^{\max}} \frac{e_{z1}}{K_{np}} [V^{12}]^{-0,667} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^g}{F_2^{\psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^g}{F_2^{\psi}} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (11)$$

де g_i^{\min} і g_i^{\max} – значення параметра, що відповідають крайнім точкам лінії контакту ℓ_i . При обчисленні меж інтегрування g_i^{\min} і g_i^{\max} необхідно враховувати реальні розміри поля зачеплення черв'яка і черв'ячного колеса.

У разі виготовлення черв'яка шліфуванням перші квадратичні форми поверхні витків черв'яка в рівняннях (9)–(11), а також приведена кривизна, відносна і сумарні швидкості, визначаються залежностями, наведеними в роботі [11].

Під час виготовлення черв'ячних передач з опукло-увігнутих профілем витків черв'яка використовуємо шліфувальний круг, осьовий профіль якого зображений на рисунку.



Осьовий профіль опукло-увігнутого шліфувального круга

Геометрія осьового профілю такого круга і геометрія черв'ячної опукло-увігнутої передачі розглянуті в роботі [6].

Параметри досліджуваних черв'ячних передач: $m_{oc1} = 6$ мм, $z_1 = 2, z_2 = 40, q = 10$, $b_2 = 0,75m_{oc1}(q + 2) = 54$ мм. Як базова прийнята черв'ячна передача, що виготовляється дисковим інструментом з кутом $\alpha_u = 20^\circ$ [10]. Отримані результати розрахунків наведені в табл. 1–3. Для цих критеріїв визначені максимальне, мінімальне $Q_{i\Sigma}^{\min}$ і середнє $Q_{i\Sigma}^{cp}$ значення ($i = 1, 2, 3$) їх величин і здійснено порівняння для базової передачі (табл. 1–3).

З табл. 1–3 видно, що максимальне значення критеріїв більше від максимального значення цих же критеріїв для всіх досліджуваних передач. Виняток становить максимальне значення для критерію Німанна-Девіса для передачі ЧП-5-5-10. Особливо дуже помітно збільшення максимального значення

критеріїв при зменшенні значення кута α_n і величини радіусів дуг кіл ρ_i (особливо для головки витків черв'яка). При цьому видно, що значення мінімальних значень критеріїв близьке до мінімальних значень критеріїв для базової передачі, Його можна вважати меншим для всіх досліджуваних передач за винятком тільки мінімальної величини критерію Німанна-Девіса. Величина середнього значення всіх критеріїв для всіх опукло-увігнутих черв'ячних передач більша від середнього значення комплексних критеріїв для базової черв'ячної передачі в межах від 1,1 до 1,4.

Таблиця 1

Порівняльний аналіз критерію Німанна з урахуванням багатопарності зачеплення

Передача	$Q_{N1\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\max}}{Q_{N1\Sigma B}^{\max}}$	$Q_{N1\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\min}}{Q_{N1\Sigma B}^{\min}}$	$Q_{N1\Sigma}^{cp}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{cp}}{Q_{N1\Sigma B}^{cp}}$
ЧП-5-5-20	280,26	1,435	156,29	0,957	211,14	1,200
ЧП-4-4-20	352,21	1,804	151,86	0,930	226,70	1,288
ЧП-3-3-20	373,15	1,911	152,36	0,933	226,86	1,289
ЧП-5-5-15	274,39	1,405	159,57	0,978	215,05	1,222
ЧП-4-4-15	292,20	1,496	157,81	0,967	225,35	1,280
ЧП-3-3-15	411,90	2,109	143,72	0,880	236,41	1,343
ЧП-5-5-10	239,43	1,226	184,34	1,129	214,22	1,217
ЧП-4-4-10	294,73	1,509	152,11	0,932	234,23	1,331
ЧП-3-3-10	448,01	2,294	131,87	0,808	248,74	1,413
Базова	195,29	1	163,23	1	175,99	1

Таблиця 2

Порівняльний аналіз критерію Німанна-Девіса з урахуванням багатопарності зачеплення

Передача	$Q_{N2\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\max}}{Q_{N2\Sigma B}^{\max}}$	$Q_{N2\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\min}}{Q_{N2\Sigma B}^{\min}}$	$Q_{N2\Sigma}^{cp}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{cp}}{Q_{N2\Sigma B}^{cp}}$
ЧП-5-5-20	93,19	1,003	70,99	1,169	84,98	1,092
ЧП-4-4-20	115,62	1,244	67,03	1,104	89,01	1,143
ЧП-3-3-20	134,38	1,446	57,12	0,940	88,57	1,138
ЧП-5-5-15	96,89	1,043	81,54	1,342	87,39	1,123
ЧП-4-4-15	108,81	1,171	81,49	1,342	90,90	1,168
ЧП-3-3-15	127,95	1,377	66,71	1,098	92,72	1,191
ЧП-5-5-10	90,46	0,973	79,24	1,305	86,24	1,108
ЧП-4-4-10	103,48	1,113	82,68	1,361	90,84	1,167
ЧП-3-3-10	152,84	1,645	59,86	0,986	96,42	1,239
Базова	92,94	1	60,74	1	77,85	1

Таблиця 3

Порівняльний аналіз критерію Блоку з урахуванням багатопарності зачеплення

Передача	$Q_{N3\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{\max}}{Q_{N3\Sigma B}^{\max}}$	$Q_{N3\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{\min}}{Q_{N3\Sigma B}^{\min}}$	$Q_{N3\Sigma}^{cp}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{cp}}{Q_{N3\Sigma B}^{cp}}$
1	2	3	4	5	6	7
ЧП-5-5-20	29,56	1,517	15,83	0,963	21,53	1,218
ЧП-4-4-20	36,52	1,875	15,37	0,935	23,09	1,307
ЧП-3-3-20	38,19	1,960	15,45	0,940	23,21	1,596
ЧП-5-5-15	28,49	1,463	16,19	0,985	21,67	1,226
ЧП-4-4-15	30,30	1,555	16,01	0,974	22,84	1,293

1	2	3	4	5	6	7
ЧП-3-3-15	42,05	2,159	14,48	0,881	24,10	1,364
ЧП-5-5-10	24,94	1,280	18,98	1,155	21,59	1,222
ЧП-4-4-10	27,00	1,386	15,48	0,942	23,05	1,304
ЧП-3-3-10	47,28	2,427	13,29	0,808	25,09	1,420
Базова	19,48	1	16,44	1	17,67	1

Висновки. На підставі аналізу отриманих даних можна рекомендувати такі параметри геометричних розмірів шліфувального круга, що використовується для виготовлення опукло-увігнутих циліндрових черв'ячних передач.

1. Величина кута в точці сполучення дуг кіл шліфувального круга – $\alpha_n = 10^\circ \div 5^\circ$. Зменшення величини цього кута позитивно позначається на величині несучої здатності опукло-увігнутих черв'ячних передач. Проте при подальшому його зменшенні можлива поява підрізування, а також можуть виникати несприятливі умови зачеплення шліфувального круга з черв'яком (на лінії зачеплення шліфувального круга і черв'яка можлива поява розриву).

2. Значення радіуса дуги кола, що формує ніжку витків черв'яка, – $\rho_1 = 5m_{oc1} \div 4m_{oc1}$. Для цього параметра можна брати і менші значення, проте при цьому необхідно проводити перевірку на підрізування зубів зачеплення, у разі підрізування необхідно або збільшити значення цього радіуса, або ввести в круг перехідну ділянку. При малих значеннях цього радіуса можна спостерігати загострення вершин зубів черв'ячного колеса.

3. Значення радіуса дуги кола, що формує головку витків черв'яка, – $\rho_2 = 3,5m_{oc1} \div 2,5m_{oc1}$. Зменшення величини цього радіуса значно збільшує несучу здатність опукло-увігнутих черв'ячних передач.

1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів, 2002. – №10 (64). – С. 26–40. 2. Каплун А.М., Пузина В.М. Винтовые зубчатые передачи с улучшенными геометро-кинематическими показателями // *Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. – Луганськ, 2003. – № 8. – С. 68–72. 3. Шишов В.П., Каплун А.М., Бурко В.В., Филь П.Л. Повышение нагрузочной способности пространственных передач зацеплением // *Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. – Луганськ, 2003. – № 12. – С. 15–18. 4. Подройко В.И. Синтез червячных передач по экстремальным качественным показателям несущей способности и с локализованным контактом: Дис. ...канд. техн. наук. – Ворошиловград, 1986. – 301 с. 5. Шевченко С.В. Исследование червячных передач с выпукло-вогнутым профилем зуба: Дис. ...канд. техн. наук. – Ворошиловград, 1974. – 153 с. 6. Шишов В.П., Мазнев Є.А. Геометрия червячной передачи с выпукло-вогнутым профилем витков червяка и исключением узловых точек из зацепления // *Вісн. Нац. техн. ун-ту "ХПИ". Темат. вип. Проблеми механічного привода*. – 2004. – № 30. – С. 184–191. 7. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968, – 584 с. 8. Бернацкий И.П., Вьюшкин Н.И., Герасимов В.К., Комков В.Н. Рациональный выбор параметров зацепления червячных цилиндрических передач. – В кн.: *Зубчатые и червячные передачи*. – Л.: *Машиностроение*, 1974. – С. 193–210. 9. Бернацкий И.П., Вьюшкин Н.И., Герасимов В.К., Комков В.Н. Рациональный выбор параметров зацепления червячных цилиндрических передач. – В кн.: *Зубчатые и червячные передачи*. – Л.: *Машиностроение*, 1974. – С. 193–210. 10. Герасимов В.К., Комков В.Н. Классификация и пути использования существующих расчетных критериев заедания // *Тр. Ленинград. политехн. ин-та*. – 1969. – № 309. – С. 58–64. 11. Шишов В.П., Мазнев Е.А. Критерии работоспособности червячных передач со шлифованными червяками общего профиля // *Зб. наук. пр. Луган. нац. аграрного ун-ту*. – Луганськ: ЛАНУ, 2004.