

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Мазнев Євген Олександрович

УДК 621.833

**ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ
ПЕРЕДАЧ ЗАСТОСУВАННЯМ ОПУКЛО-ВГНУТОГО ПРОФІЛЮ ВІТКІВ ЧЕРВ'ЯКА**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Луганськ – 2010

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Шишов Валентин Павлович,

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри «Машинознавство», м. Луганськ.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Грібанов Віктор Михайлович,

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, завідувач кафедри «Прикладна математика», м. Луганськ;

доктор технічних наук

Павлов Анатолій Іванович,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Інженерна і комп'ютерна графіка».

Захист відбудеться 27 вітня 2010 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 29.051.03 Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля за адресою: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля за адресою: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а.

Автореферат розісланий 9 лютого 2010 р.

В.о. вченого секретаря
спеціалізованої вченої ради

Нечаєв Г.І.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

У приводах більшості сучасних машин як передаточні механізми використовуються передачі зачепленням, серед яких найпоширенішими є черв'ячні передачі. Удосконалити їх можна шляхом синтезу черв'ячних передач з новою геометрією робочих поверхонь.

Актуальність теми. Одним з головних завдань машинобудування є поліпшення якості машин, обладнання та приладів, що випускаються. Технічний рівень та їхні експлуатаційні характеристики значною мірою залежать від довговічності й надійності передач зачепленням, які використовуються в механічних приводах.

Серед передач зачепленням варто виділити черв'ячні, які, незважаючи на відносно низький коефіцієнт корисної дії, в загальному обсязі механічних передач складають значну частку. Це пояснюється тим, що вони дозволяють забезпечити більші передаточні числа в одній ступені при малих габаритах, високу плавність і безшумність роботи.

Серед черв'ячних передач найбільше поширення одержали циліндричні передачі з архімедовими, евольвентними та конволютними черв'яками. Однак дані черв'ячні передачі щодо навантажувальної здатності не повною мірою відповідають сучасним вимогам експлуатації. Тому дослідження, спрямоване на створення більш досконалих, з підвищеною навантажувальною здатністю черв'ячних передач, є актуальним. Одним із шляхів вирішення цього завдання є синтез черв'ячних передач з раціональною геометрією опукло-вгнутого профілю витків черв'яка.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження проводилося: в межах робіт Луганського відділення Підйомно-транспортної Академії наук України; за планом робіт Східноукраїнського національного університету (ГН-15-01, № ДР 0101U003278 «Багатокритеріальна оптимізація машинобудівних конструкцій»); на підставі програм науково-технічного співробітництва СНУ ім. В.Даля з ВО «Луганський верстатобудівний завод» (договір НТС-П-10-02 «Підвищення технічного рівня передач зачепленням і редукторів на основі їх синтезу за критеріями працездатності»). Автор дисертаційної роботи був безпосереднім виконавцем цих робіт.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення навантажувальної здатності циліндричних черв'ячних передач застосуванням раціональних геометричних параметрів опукло-вгнутого профілю витків черв'яка.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити сучасний стан досліджень черв'ячних передач та вибрати перспективні шляхи вдосконалення черв'ячних передач, що мають опукло-вгнуті профілі витків черв'яка, ($ZT3$, $ZT4$ і $ZT5$ – черв'яки) з раціональними геометричними параметрами та підвищеною навантажувальною здатністю;

- провести теоретичні дослідження щодо подальшого розвитку математичної моделі черв'ячної передачі із черв'яком, що обробляється шліфувальним кругом, який має в осьовому перерізі профіль окреслений лінією загального виду;

- на основі отриманої математичної моделі синтезувати черв'ячні передачі з опукло-вгнутим профілем витків черв'яка, що виготовляються шліфувальним кругом, осьовий переріз якого складається з двох дуг окружностей, з'єднаних перехідною ділянкою;

- провести аналіз значень критеріїв навантажувальної здатності черв'ячних передач із *ZT3*, *ZT4* і *ZT5*-черв'яками в порівнянні з передачами, що містять черв'як який виготовляється дисковим конічним інструментом;

- розробити рекомендації щодо вибору раціональних геометричних параметрів, які забезпечать підвищення критеріїв навантажувальної здатності черв'ячних передач з *ZT3*, *ZT4* і *ZT5*-черв'яками;

- провести експериментальні дослідження спробних черв'ячних передач з метою підтвердження адекватності теоретичної моделі.

Об'єкт дослідження – процеси, що виникають у зоні контакту робочих поверхонь витків черв'яка й зубців черв'ячного колеса черв'ячних передач.

Предмет дослідження – функціональний взаємозв'язок між геометричними параметрами черв'ячних передач, що містять черв'яки з опукло-вгнутими витками, і значеннями критеріїв працездатності черв'ячної передачі, які характеризують навантажувальну здатність передачі.

Методи дослідження. Загальні методи теорії передач зачепленням (при моделюванні верстатних і робочих зачеплень); класичні методи математичного аналізу та лінійної алгебри (при розв'язанні рівнянь, що моделюють зачеплення); методи диференціальної геометрії та теорії поверхонь (при дослідженні геометрії зачеплення та значень критеріїв працездатності черв'ячних передач); сучасні методи експериментальних досліджень (при визначенні й аналізі значень критеріїв навантажувальної здатності передач зачепленням).

Наукова новизна отриманих результатів.

- уперше отримано теоретичні залежності для визначення узагальненої геометрії бокової поверхні витків черв'яка, що виготовляється шліфуванням, і зубців черв'ячного колеса. Це дозволяє одержати залежності та провести аналіз значень критеріїв навантажувальної здатності циліндричних черв'ячних передач різної геометрії;

- уперше теоретично визначено геометрію поверхонь витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса з опукло-вгнутим осьовим профілем, застосування якої дозволяє підвищити навантажувальну здатність циліндричних черв'ячних передач;

- уперше отримано рівняння для знаходження початкових параметрів встановлення інструменту для виготовлення черв'ячних передач з опукло-вгнутим профілем витків черв'яка для дослідження та порівняння значень критеріїв навантажувальної здатності синтезованих черв'ячних передач.

Практичне значення отриманих результатів.

На основі проведених теоретичних і практичних досліджень черв'ячних передач з опукло-вгнутих профілем витків черв'яка розроблено:

- рекомендації щодо вибору раціональних геометричних параметрів, що забезпечують підвищення критеріїв навантажувальної здатності опукло-вгнутих передач у порівнянні з передачами, які виготовляються дисковим конічним інструментом, в 1,2-1,34 раза та коефіцієнта перекриття на 9-11,5%;
- рекомендації щодо значення коефіцієнта зміщення, що призводить до підвищення критеріїв навантажувальної здатності в 1,6-1,9 раза, коефіцієнта перекриття на 23-45% в порівнянні з передачами, що виготовляються дисковим конічним інструментом, та виникнення замкнених ліній миттєвого контакту черв'яка та черв'ячного колеса;
- для черв'ячних передач з *ZT5*-черв'яками визначені геометричні параметри, при яких для опуклої області витків черв'яка існує тільки одна нижня вузлова лінія, що призводить до підвищення критеріїв навантажувальної здатності в 5-6,45 раза, а коефіцієнта перекриття на 15-16%, в порівнянні з передачами, виготовленими дисковим конічним інструментом.

Результати дослідження циліндричних черв'ячних передач з опукло-вгнутих профілем бокової поверхні витків черв'яка й аналізу значень критеріїв працездатності таких передач використовуються на ХК «Луганськтепловоз» при проектуванні черв'ячних передач і проектно-конструкторським інститутом «Діпромашвуглезбагачення» при розробці черв'ячних редукторів, а також в навчальному процесі кафедри «Деталі машин і ТММ» Харківського автомобільно-дорожнього університету (підтверджено актами впровадження).

Техніко-економічний ефект при впровадженні отриманих результатів досягається за рахунок підвищення навантажувальної здатності черв'ячних передач і редукторів, а також механізмів, до складу яких вони входять. Отримано деклараційний патент України на корисну модель.

Результати дослідження можуть бути використані проектно-конструкторськими організаціями, машинобудівними підприємствами при розрахунках та проектуванні черв'ячних передач, створенні приводів підвищеної навантажувальної здатності з черв'ячними передачами.

Особистий внесок здобувача:

Авторові дисертаційної роботи належить:

- розвиток математичної моделі циліндричних черв'ячних передач, що містять черв'як, який шліфується тороїдальним інструментом узагальненої геометрії [1, 2];
- розробка рівнянь для визначення критеріїв працездатності циліндричних черв'ячних передач узагальненої геометрії витків черв'яка [4];
- розробка інструмента для виготовлення черв'яків з опукло-вгнутих профілем витків [3];

- проведення теоретичного аналізу значень критеріїв працездатності синтезованих черв'ячних передач з опукло-вгнутими профілями витків черв'яка [5, 6, 7, 9, 10, 11];
- визначення раціональних геометричних параметрів черв'ячних передач які містять черв'як з опукло-вгнутим профілем витків [8];
- експериментальні дослідження.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися й одержали позитивну оцінку на: міжнародних науково-технічних конференціях «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач і редукторів» (м. Севастополь, 2004 р., 2005 р.); міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні проблеми легкої і харчової промисловості» (м. Лівадія, 2006-2008 рр.); науковій конференції професорсько-викладацького складу Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля «Наука-2004» (м. Луганськ, 2004 р.); спільному засіданні кафедр «Машинознавство» та «Прикладна математика» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Публікації. Основний зміст дисертації викладений у 9-ти статтях у збірниках наукових праць, затверджених ВАК України, й одному патенті України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, 5 розділів, висновків і 11 додатків. Повний обсяг дисертації складає 289 сторінок, з яких 51 рисунок на 33 сторінках, 32 таблиці на 15 сторінках, 11 додатків – 108 сторінок, 117 літературних джерел – 10 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність вибраної теми, сформульовані мета й завдання дослідження, наукова новизна та практична значущість роботи.

У першому розділі проаналізовано дослідження пов'язані з темою дисертаційної роботи.

Вирішенню задачі вдосконалення циліндричних черв'ячних передач присвячені праці вітчизняних і зарубіжних учених, таких як І.П. Бернацький, Я.І. Дікер, М.Л. Єрихов, П.С. Зак, Н.І. Колчин, Л.В. Коростельов, І.С. Кривенко, Н.Н. Крилов, Ф.Л. Литвин, В.С. Люшин, В.А. Шишков, С.В. Шевченко, В.П. Шишов, В.І. Подройко, Дж. Німанна, Е. Бекінгхема, Дж. Вебера та ін. Проведений аналіз результатів цих праць дозволив зробити такі висновки:

- значна кількість наукових праць, у яких досліджуються циліндричні черв'ячні передачі, свідчить про науковий інтерес до визначення шляхів підвищення якісних характеристик таких передач. Частина цих праць присвячена дослідженню циліндричних черв'ячних передач з різною геометрією витків черв'яка. Перспективними в цьому напрямі є циліндричні черв'ячні передачі з опукло-вгнутим профілем витків черв'яка;
- при виборі осьового профілю витків черв'яка необхідно звертати увагу на те,

що відтворення даного профілю технологічно може бути дуже складним, а також призвести до економічної невиправданості застосування черв'ячних зачеплень такої геометрії;

– дослідження значень критеріїв працездатності черв'ячних передач з опукло-вгнутих профілем витків черв'яка проведено не в повному обсязі, особливо стосовно питань навантажувальної здатності; не визначені раціональні параметри передач, які б забезпечували високу навантажувальну здатність опукло-вгнутих черв'ячних передач.

Задача вдосконалення циліндричних черв'ячних передач визначила напрям дослідження: підвищення навантажувальної здатності циліндричних черв'ячних передач застосуванням опукло-вгнутого профілю витків черв'яка.

У другому розділі одержала подальший розвиток математична модель циліндричної черв'ячної передачі, черв'як якої виготовляється шліфуванням тороїдальним шліфувальним інструментом, робочий профіль якого окреслюється плавною кривою узагальненого виду. Досліджено геометрію таких черв'ячних передач.

Рівняння робочої поверхні шліфувального круга узагальненої геометрії:

$$\left. \begin{aligned} x_u &= (f_1 - d) \cos \nu, \\ y_u &= -(f_1 - d) \sin \nu, \\ z_u &= f_2 - b, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де f_1 та f_2 – функції загального виду, що описують профіль шліфувального круга в осьовому перерізі; ν – кут повороту шліфувального круга; b і d – початкові параметри.

Рівняння зачеплення інструмента та черв'яка:

$$F_1(\vartheta, \nu) = \frac{1}{n} \left\{ f'_1 \left[(f_1 - d) \cos \nu + (A_\epsilon - p \cdot \operatorname{ctg} \gamma_\epsilon) \right] + f'_2 \left[(f_2 - b) \cos \nu - K \cdot \sin \nu \right] \right\} = 0, \quad (2)$$

де f'_1 та f'_2 – похідні функцій f_1 і f_2 відповідно; $K = A_\epsilon \cdot \operatorname{ctg} \gamma_\epsilon + p$; A_ϵ – відстань між осями черв'яка та шліфувального круга; p – гвинтовий параметр черв'яка; γ_u – кут схрещування осі обертання інструмента та осі обертання черв'яка; $n = \sqrt{(f'_1)^2 + (f'_2)^2}$ – модуль вектора нормалі до поверхні (1).

Рівняння поверхонь бокових профілів витків черв'яка узагальненого виду:

$$\left. \begin{aligned} x &= \cos(\psi - \varphi) \left[(f_1 - d) \cos \nu + A_\epsilon \right] - \\ &\quad - \sin(\psi - \varphi) \left[(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_\epsilon + (f_2 - b) \sin \gamma_\epsilon \right], \\ y &= -\sin(\psi - \varphi) \left[(f_1 - d) \cos \nu + A_\epsilon \right] - \\ &\quad - \cos(\psi - \varphi) \left[(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_\epsilon + (f_2 - b) \sin \gamma_\epsilon \right], \\ z &= -(f_1 - d) \sin \nu \sin \gamma_\epsilon + (f_2 - b) \cos \gamma_\epsilon - p \psi. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де ψ – кут повороту черв'яка при обробці його кругом.

Рівняння зачеплення черв'яка та черв'ячного колеса:

$$F_2(\vartheta, \nu, \psi, \varphi) = \frac{1}{n} \left\{ M \left[f'_1(f_1 - d) + f'_2(f_2 - b) \right] + N \left[f'_1 \cos \gamma_e + f'_2 \sin \nu \sin \gamma_e \right] - \right. \\ \left. - p \nu \left[(f'_1 \sin \gamma_e - f'_2 \sin \nu \cos \gamma_e) \sin(\psi - \varphi) + f'_2 \cos \nu \cos(\psi - \varphi) \right] \right\} = 0, \quad (4)$$

де $M = \cos \nu \cos \gamma_e \cos(\psi - \varphi) - \sin \nu \sin(\psi - \varphi)$, $N = A_\epsilon \cos(\psi - \varphi) + A_w - \frac{p}{i_{21}}$, A_w –

міжосьова відстань черв'ячної передачі.

Рівняння поверхонь зубців черв'ячного колеса:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= \cos \varphi_2 \left\{ \cos(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \cos \nu + A_\epsilon] - \right. \\ &\quad \left. - \sin(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin \gamma_e] + A_w \right\} + \\ &\quad + \sin \varphi_2 \left\{ (f_1 - d) \sin \nu \sin \gamma_e - (f_2 - b) \cos \gamma_e + p \nu \right\}, \\ y_2 &= -\sin \varphi_2 \left\{ \cos(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \cos \nu + A_\epsilon] - \right. \\ &\quad \left. - \sin(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin \gamma_e] + A_w \right\} + \\ &\quad + \cos \varphi_2 \left\{ (f_1 - d) \sin \nu \sin \gamma_e - (f_2 - b) \cos \gamma_e + p \nu \right\}, \\ z_2 &= -\sin(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \cos \nu + A_\epsilon] - \\ &\quad - \cos(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin \gamma_e]. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Визначено системи рівнянь для знаходження положення вузлових ліній черв'ячної передачі узагальненого бокового профілю витків черв'яка:

для верхніх вузлових ліній

$$\frac{f'_1}{f'_2} = -\sin \nu \operatorname{tg} \gamma_e, \quad (6)$$

$$\operatorname{ctg} \nu \operatorname{ctg}(\psi - \varphi) = \frac{1}{\cos \gamma_e}, \quad (7)$$

$$(f_2 - b) \operatorname{ctg} \nu - (f_1 - d) \cos \nu \operatorname{tg} \gamma_e = \frac{2A_\epsilon}{\sin 2\gamma_e}, \quad (8)$$

для нижніх вузлових ліній

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\cos(\psi - \varphi) \cos \gamma_e \pm \sin \gamma_e \operatorname{ctg} \lambda_t}{\sin(\psi - \varphi)}, \quad (9)$$

$$\frac{f'_1}{f'_2} = \frac{\sin \nu \cos \gamma_e - \cos \nu \operatorname{ctg}(\psi - \varphi)}{\sin \gamma_e}, \quad (10)$$

$$r_i + A_e \cos(\psi - \varphi_1) - \sin(\psi - \varphi_1) \sin \gamma_e \left[\frac{f'_1}{f'_2} (f_1 - d) + (f_2 - b) \right] = 0. \quad (11)$$

Рівняння (1)-(11) дозволяють дослідити черв'ячні передачі з черв'яками, профіль витків яких окреслений довільною кривою. В роботі запропоновано для виготовлення черв'ячних передач з опукло-вгнутих профілем витків черв'яка використовувати опукло-вгнутий шліфувальний круг, осьовий профіль якого складається з двох дуг окружностей з'єднаних прямолінійним відрізком (рис. 1), оскільки такий профіль поєднує достоїнства передач із **ZI**-черв'яками опуклого та вгнутого профілів витків черв'яка.

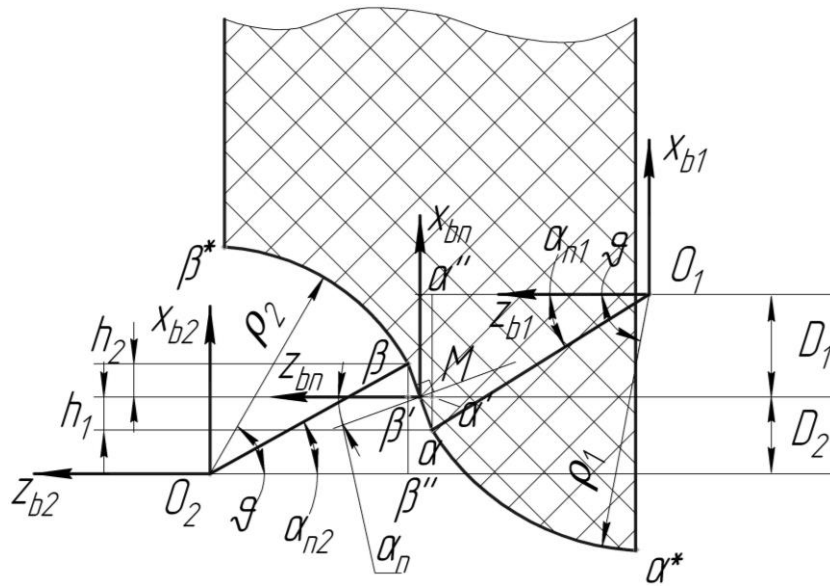


Рис. 1. Осьовий профіль робочої ділянки шліфувального круга і допоміжні системи координат

Де для окремих ділянок профілю круга:

- опукла ділянка $\alpha - \alpha^*$ в системі координат $S_{b1}(x_{b1}, y_{b1}, z_{b1})$ (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} f_{1i} &= -\rho_1 \sin \vartheta, \\ f_{2i} &= \rho_1 \cos \vartheta, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

- увігнута ділянка $\beta - \beta^*$ в системі координат $S_{b2}(x_{b2}, y_{b2}, z_{b2})$ (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} f_{1a} &= \rho_2 \sin \vartheta, \\ f_{2a} &= -\rho_2 \cos \vartheta, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

- перехідна ділянка $\alpha - \beta$ в системі координат $S_{bn}(x_{bn}, y_{bn}, z_{bn})$ (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} f_{1n} &= x_{i\ddot{\alpha}\ddot{\beta}}, \\ f_{2n} &= \operatorname{tg} \alpha_n x_{i\ddot{\alpha}\ddot{\beta}}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

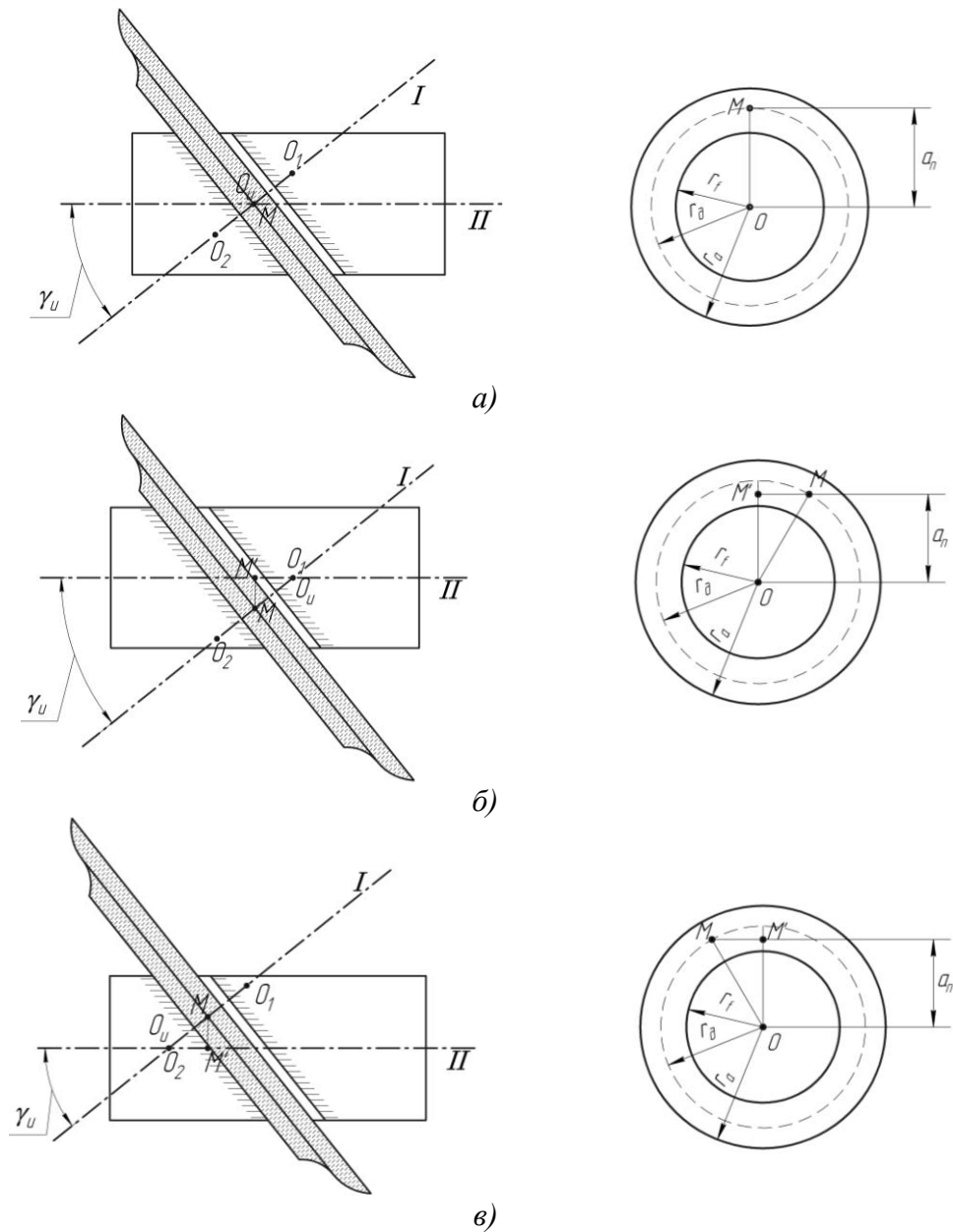


Рис. 2. Варіанти встановлення опукло-вгнутого шліфувального круга

т. M – знаходиться на перехідній ділянці $\alpha-\beta$ осьового профілю шліфувального круга; т. Q – центр дуги $\alpha-\alpha^*$ осьового профілю шліфувального круга; т. O_2 – центр дуги $\beta-\beta^*$ осьового профілю шліфувального круга, I і II – осі обертання шліфувального круга та черв'яка відповідно.

Усі рівняння зачеплень, поверхонь витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса, рівняння для визначення положення вузлових ліній для опукло-вгнутих черв'ячних передач отримані з рівнянь (1)-(11) підстановленням функцій (12)-(14), відповідно для кожної ділянки бокового профілю витків черв'яка.

Для виготовлення опукло-вгнутих витків черв'яка запропоновано три варіанти розташування інструмента відносно оброблюваного черв'яка (рис. 2):

Варіант **ZT3** – лінія найкоротшої відстані між віссю черв'яка та віссю круга проходить через точку M (рис. 2, а); **ZT4** – лінія найкоротшої відстані між віссю черв'яка та віссю круга проходить через точку Q_1 (рис. 2, б); **ZT5** – лінія найкорот-

шої відстані між віссю черв'яка та віссю круга проходить через точку O_2 (рис. 2, в). Варіант **ZI4** устанавлення круга характеризується тим, що лінія зачеплення шліфувального круга та черв'яка на ніжці витків збігається з дугою опуклої окружності круга (аналогічно черв'ячним передачам із вгнутих профілем витків, що запропоновані Ф.Л. Литвином). При розташуванні **ZI5** – лінія зачеплення на головці витків черв'яка збігається з увігнутою дугою круга.

У третьому розділі отримано залежності для оцінки навантажувальної здатності черв'ячних передач за допомогою геометро-кінематичних і комплексних критеріїв.

Для оцінки навантажувальної здатності черв'ячних передач з узагальненою геометрією витків черв'яка використано наступні геометро-кінематичні критерії:

Відносна швидкість:

$$\left. \begin{aligned} V_x^{12} &= \omega_1 \left\{ i_{21} [(f_1 - d) \sin \nu \sin \gamma_e - (f_2 - b) \cos \gamma_e + p \nu] + \right. \\ &\quad \left. + \sin(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \cos \nu + A_e] + \right. \\ &\quad \left. + \cos(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin \gamma_e] \right\}; \\ V_y^{12} &= \omega_1 \left\{ \cos(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \cos \nu + A_e] - \right. \\ &\quad \left. - \sin(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin \gamma_e] \right\}; \\ V_z^{12} &= \omega_1 i_{21} \left\{ \cos(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \cos \nu + A_e] + A_w - \right. \\ &\quad \left. - \sin(\psi - \varphi) [(f_1 - d) \sin \nu \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin \gamma_e] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Зведена нормальна кривизна контактуючих поверхонь, обчислена в напрямку, що перпендикулярний до лінії миттєвого контакту:

$$K_{\gamma\delta} = \frac{E_1 (F_2^{\psi})^2 - 2F_1 F_2^g F_2^{\psi} + G_1 (F_2^g)^2}{F_2^g [E_1 G_1 + F_1^2] + (\mathbf{r}_1^g \cdot \mathbf{V}_1^{12}) [F_1 F_2^{\psi} - G_1 F_2^g] + (\mathbf{r}_1^{\psi} \cdot \mathbf{V}_1^{12}) [F_1 F_2^g - E_1 F_2^{\psi}]}, \quad (16)$$

де F_2^g , F_2^{ψ} і F_2^{φ} – частинні похідні рівняння (4) зачеплення черв'яка та черв'ячного колеса; $\mathbf{r}_1^g$, $\mathbf{r}_1^{\psi}$ – частинні похідні радіус-вектора бокової поверхні витків черв'яка в системі координат пов'язаної з черв'яком; E_1 , F_1 , G_1 – коефіцієнти першої квадратичної форми поверхні витків черв'яка.

Сумарна швидкість переміщення ліній миттєвого контакту в перпендикулярному до них напрямку (сумарна швидкість):

$$V_{\Sigma} = \frac{2F_2^g (E_1 G_1 - F_1^2) + (\mathbf{r}_1^g \cdot \mathbf{V}_1^{12}) (F_1 F_2^{\psi} - G_1 F_2^g) - (\mathbf{r}_1^{\psi} \cdot \mathbf{V}_1^{12}) (E_1 F_2^{\psi} - F_1 F_2^g)}{(E_1 G_1 - F_1^2)^{0.5} [E_1 (F_2^{\psi})^2 - 2F_1 F_2^g F_2^{\psi} + G_1 (F_2^g)^2]^{0.5}}. \quad (17)$$

Кут між вектором відносної швидкості та лінією миттєвого контакту:

$$\text{tg}v = \frac{(\kappa_1^g \cdot V_1^{12}) [F_1 F_2'' - G_1 F_2^g] - (\kappa_1'' \cdot V_1^{12}) [E_1 F_2'' - F_1 F_2^g]}{(E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5} [(\kappa_1'' \cdot V_1^{12}) F_2^g - (\kappa_1^g \cdot V_1^{12}) F_2'']}. \quad (18)$$

Комплексні критерії навантажувальної здатності:

- критерій Німанна

$$Q_{N1} = C_1 \sum_{i=1}^n \int_{q^{\min}}^{q^{\max}} \frac{e_{z1}}{K_{np}} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^g}{F_2''} + G_1 \left(\frac{F_2^g}{F_2''} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (19)$$

- критерій Німанна-Девіса

$$Q_{N2} = C_2 \sum_{i=1}^n \int_{q^{\min}}^{q^{\max}} e_{z1} \left[K_{np}^{-1} \frac{V_{\Sigma}^{2,5}}{V_{\Sigma}^2 + 1,238(V^{12})^2} \right]^{0,667} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^g}{F_2''} + G_1 \left(\frac{F_2^g}{F_2''} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (20)$$

- критерій Блока

$$Q_{N3} = C_3 \sum_{i=1}^n \int_{q^{\min}}^{q^{\max}} \frac{e_{z1}}{K_{np}} [V^{12}]^{-0,667} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^g}{F_2''} + G_1 \left(\frac{F_2^g}{F_2''} \right)^2} \cdot d\vartheta. \quad (21)$$

Коефіцієнти першої квадратичної форми поверхні витків черв'яка, що входять до рівнянь критеріїв навантажувальної здатності черв'ячних передач:

$$E_1 = (f_1')^2 + (f_1 - d)^2 \cdot (v_g')^2 + (f_2')^2 \cdot \sin^2 \gamma_e, \quad (22)$$

$$G_1 = (f_1 - d)^2 [\cos^2 v + \sin^2 v \cos^2 \gamma_e] + (f_2 - b)^2 \sin^2 \gamma_e + p^2 + A_{\epsilon}^2 + \\ + 2(f_1 - d) [A_{\epsilon} \cos v + (f_2 - b) \sin v \sin \gamma_e \cos \gamma_e], \quad (23)$$

$$F_1 = f_1' [p \sin v \sin \gamma_e + A_{\epsilon} \sin v \cos \gamma_e - (f_2 - b) \cos v \sin \gamma_e] + \\ + f_2' [(f_1 - d) \cos v \sin \gamma_e + A_{\epsilon} \sin \gamma_e - p \cos \gamma_e] + v_g' (f_1 - d) \times \\ \times [(f_1 - d) \cos \gamma_e + (f_2 - b) \sin v \sin \gamma_e + A_{\epsilon} \cos v \cos \gamma_e + p \cos v \sin \gamma_e]. \quad (24)$$

У четвертому розділі проведено аналіз значень критеріїв навантажувальної здатності синтезованих опукло-вгнутих черв'ячних передач.

Аналіз теоретичних значень комплексних критеріїв дозволив рекомендувати раціональні геометричні параметри для виготовлення некоригованих циліндричних черв'ячних опукло-вгнутих передач, які мають підвищену навантажувальну здатність у порівнянні з базовою черв'ячною передачею, в якості якої розглядалась передача, що виготовляється дисковим конічним інструментом.

На основі даного аналізу рекомендовані такі геометричні параметри:

1. Величина кута між віссю інструмента та нормаллю до перехідної ділянки – $\alpha_n = 10^\circ \div 5^\circ$; зменшення величини цього кута позитивно позначається на величині коефіцієнта перекриття, а також на величині критеріїв навантажувальної здатності опукло-вгнутих черв'ячних передач, однак при подальшому зменшенні може виникати підрізання.

2. Значення величини радіуса дуги окружності ρ_1 , що формує ніжку витків черв'яка – $\rho_1 = 4m_{\text{вкл}} \div 5m_{\text{вкл}}$ (або $\rho_1 = 0,8r_\delta \div r_\delta$, де r_δ – радіус ділильної окружності черв'яка).

3. Значення величини радіуса дуги окружності ρ_2 , що формує головку витків черв'яка – $\rho_2 = 2,5m_{\text{вкл}} \div 3,5m_{\text{вкл}}$ ($\rho_2 = 0,5r_\delta \div 0,7r_\delta$); зменшення величини цього радіуса значно збільшує навантажувальну здатність опукло-вгнутих черв'ячних передач, однак при цьому спостерігається незначне зменшення коефіцієнта перекриття зачеплення.

Таблиця 1

Коефіцієнти перекриття досліджуваних і базової черв'ячних передач

Черв'ячна передача	φ_i , град	φ_e , град	Коефіцієнт перекриття ε	$\frac{\varepsilon - \varepsilon_A}{\varepsilon_A} \cdot 100\%$
<i>ZI3</i> -5-3-8-0	-571	-49	2,900	11,54
<i>ZI4</i> -5-3-8-0	-283	237	2,889	11,12
<i>ZI5</i> -5-3-8-0	-737	-226	2,839	9,19
Базова	-467	1	2,600	–

Примітка: умовне позначення досліджуваних черв'ячних передач: $X - \rho_1 - \rho_2 - \alpha_n - X$, де X – варіант початкової установки шліфувального круга. Наприклад, для передачі *ZI3*-5-3-15-0: варіант установки шліфувального круга – *ZI3*; величини радіусів дуг окружностей – $\rho_1 = 5m_{\text{вкл}}$ і $\rho_2 = 3m_{\text{вкл}}$; кут $\alpha_n = 15^\circ$; коефіцієнт зміщення – $X = 0$.

З використанням запропонованих розроблених рекомендацій був проведений аналіз теоретичних значень критеріїв навантажувальної здатності опукло-вгнутих черв'ячних передач залежно від варіанта початкового встановлення шліфувального круга, результати якого представлені в табл. 1-4 і на рис. 3-5. Заданими табл. 2-4 опукло-внуті передачі мають вищу навантажувальну здатність у порівнянні з базовими черв'ячними передачами незалежно від початкового варіанта встановлення шліфувального круга.

Результати аналізу навантажувальної здатності (табл. 2-4) свідчать, що для опукло-вгнутих черв'ячних передач мінімальні значення критеріїв навантажувальної здатності нижчі від мінімальних значень критеріїв навантажувальної здатності базової черв'ячної передачі, максимальні та середні значення – вищі за відповідні значення критеріїв базової черв'ячної передачі. При цьому максимальна величина критеріїв навантажувальної здатності має максимальне значення при варіанті *ZI4* встановлення шліфувального круга (передача *ZI4*-5-3-8-0), крім критерію Німанна-Девіса.

Таблиця 2

Порівняльний аналіз значень критерію Німанна з урахуванням багатопарності зачеплення

	$Q_{N1\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\max}}{Q_{N1\Sigma A}^{\max}}$	$Q_{N1\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\min}}{Q_{N1\Sigma A}^{\min}}$	$Q_{N1\Sigma}^p$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^p}{Q_{N1\Sigma A}^p}$
ZT3-5-3-8-0	325,85	1,669	146,27	0,896	236,19	1,342
ZT4-5-3-8-0	333,98	1,710	145,08	0,889	228,50	1,298
ZT5-5-3-8-0	312,57	1,601	140,42	0,860	214,06	1,216
Базова	195,29	1	163,23	1	175,99	1

Таблиця 3

Порівняльний аналіз значень критерію Німанна-Девіса з урахуванням багатопарності зачеплення

	$Q_{N2\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\max}}{Q_{N2\Sigma A}^{\max}}$	$Q_{N2\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\min}}{Q_{N2\Sigma A}^{\min}}$	$Q_{N2\Sigma}^p$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^p}{Q_{N2\Sigma A}^p}$
ZT3-5-3-8-0	102,54	1,069	72,75	1,198	84,78	1,089
ZT4-5-3-8-0	99,04	1,032	70,18	1,155	79,57	1,022
ZT5-5-3-8-0	92,86	0,968	68,35	1,125	76,56	0,983
Базова	92,94	1	60,74	1	77,85	1

Таблиця 4

Порівняльний аналіз значень критерію Блока з урахуванням багатопарності зачеплення

	$Q_{N3\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{\max}}{Q_{N3\Sigma A}^{\max}}$	$Q_{N3\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{\min}}{Q_{N3\Sigma A}^{\min}}$	$Q_{N3\Sigma}^p$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^p}{Q_{N3\Sigma A}^p}$
ZT3-5-3-8-0	31,30	1,607	14,92	0,908	23,68	1,340
ZT4-5-3-8-0	32,16	1,651	14,81	0,901	22,86	1,294
ZT5-5-3-8-0	30,34	1,557	14,27	0,868	21,49	1,216
Базова	19,48	1	16,44	1	17,67	1

Для середніх значень $Q_{N1\Sigma}^p$, $Q_{N2\Sigma}^p$, $Q_{N3\Sigma}^p$ величин критеріїв навантажувальної здатності максимальне значення спостерігаємо при варіанті ZT3 встановлення круга. Для запропонованих параметрів величина середньої навантажувальної здатності за критеріями $Q_{N1\Sigma}^p$, $Q_{N2\Sigma}^p$, $Q_{N3\Sigma}^p$ опукло-вгнутих черв'ячних передач більша, ніж значень критеріїв навантажувальної здатності базової черв'ячної передачі для всіх варіантів початкового встановлення круга, крім критерію Німанна-Девіса для передачі ZT5-5-3-8-0. У цілому при використанні кожного із запропонованих варіантів початкового встановлення круга синтезовані опукло-внутрі передачі перевершують базові за критеріями навантажувальної здатності в 1,2-1,34 раза, а коефіцієнт перекриття в них вищий на 9-11,5%.

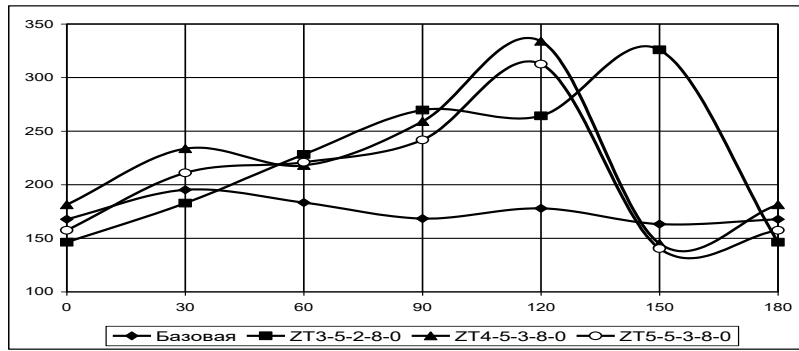


Рис. 3. Значення критеріїв Німанна черв'ячних передач

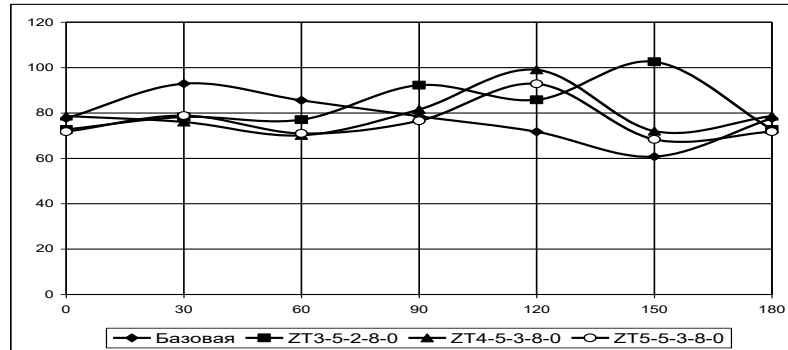


Рис. 4. Значення критеріїв Німанна-Девіса черв'ячних передач

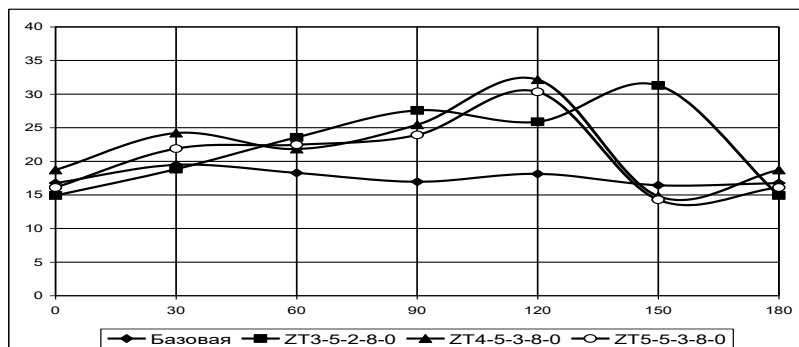


Рис. 5. Значення критеріїв Блока черв'ячних передач

Розглянуто вплив зміщення в опукло-вгнутих черв'ячних передачах на їх працездатність. Виявлено таке:

- при зміщенні опукло-вгнутих черв'ячних передач значно зростає навантажувальна здатність передач (у 1,6-1,9 раза, табл. 5). Збільшення навантажувальної здатності нерівномірне: значне її посилення спостерігається наприкінці зачеплення, це зумовлює у свою чергу збільшення нерівномірності навантажувальної здатності та зростання середньої навантажувальної здатності синтезованих опукло-вгнутих передач;

- при малих значеннях величини кута α_n спостерігається збільшення коефіцієнта перекриття на 43% (див. табл. 6);

- характер ліній миттєвого контакту на головці витків черв'яка змінюється, а при $x = -0,5 \div -1,25$ з'являються ділянки із замкнутими лініями миттєвого контакту (рис. 6), що сприятливо позначається на умовах виникнення масляного клина та веде до збільшення навантажувальної здатності опукло-вгнутих черв'ячних передач; змі-

на характеру ліній миттєвого контакту на ніжці витків черв'яка менш помітна, при цьому спостерігається їх погіршення для зачеплення, що компенсується поліпшенням ліній на головці витків черв'яка.

Таблиця 5

Порівняльний аналіз навантажувальної здатності за критерієм Німанна з урахуванням багатопарності зачеплення для передач зі зміщенням

	$Q_{N1\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\max}}{Q_{N1\Sigma A}^{\max}}$	$Q_{N1\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\min}}{Q_{N1\Sigma A}^{\min}}$	$Q_{N1\Sigma}^p$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^p}{Q_{N1\Sigma A}^p}$
ZT3-5-5-20-1	488,10	2,499	131,99	0,809	282,73	1,607
ZT3-4-4-20-1	1076,33	5,511	83,79	0,513	342,81	1,948
ZT3-3-3-20-1	821,72	4,208	100,51	0,616	283,34	1,610
Базова	195,29	1	163,23	1	175,99	1

Таблиця 6

Коефіцієнти перекриття досліджуваних і базової черв'ячних передач

Черв'ячна передача	φ_i , град	φ_e , град	Коефіцієнт перекриття ε	$\frac{\varepsilon - \varepsilon_A}{\varepsilon_A} \cdot 100\%$
ZT3-5-5-20-1	-339	37	2,089	-19,65
ZT3-4-4-20-1	-339	17	1,978	-23,93
ZT3-3-3-20-1	-339	-10	1,828	-29,70
ZT3-5-5-15-1	-385	76	2,561	-1,50
ZT3-4-4-15-1	-385	59	2,467	-5,13
ZT3-3-3-15-1	-385	59	2,467	-5,13
ZT3-5-5-10-1	-439	232	3,728	43,38
ZT3-4-4-10-1	-439	231	3,722	43,15
ZT3-3-3-10-1	-439	231	3,722	43,15
Базова	-467	1	2,600	—

Для варіанта ZT5 початкового встановлення шліфувального круга координати нижніх вузлових ліній для опуклої області витків черв'яка визначаються рівняннями:

$$x = -r_H, \quad (25)$$

$$y = \frac{-\rho_2 \cdot p}{\sqrt{p^2 + r_H^2}} \pm \sqrt{a_2^2 - r_H^2}. \quad (26)$$

З рівняння (26) бачимо, що при виконанні умови $a_2 = r_i$ для цієї області витків буде існувати тільки одна нижня вузлова лінія, що позитивно позначиться на навантажувальній здатності синтезованих опукло-вгнутих черв'ячних передач. При виборі розв'язку, коли виконується дана умова, необхідно щоб нижня вузлова лінія була виключена з робочої області зачеплення черв'яка та черв'ячного колеса.

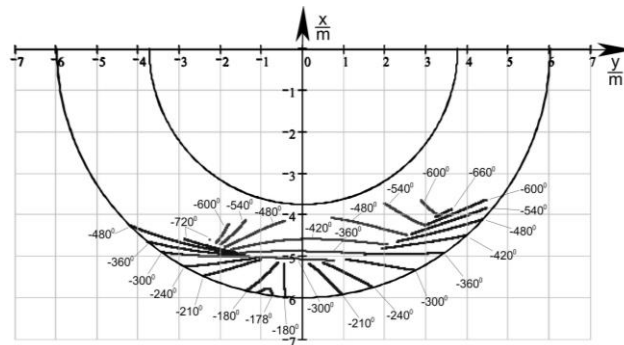


Рис. 7. Проекції ліній миттєвого контакту передачі з однією нижньою вузловою лінією для опуклої області витків черв'яка

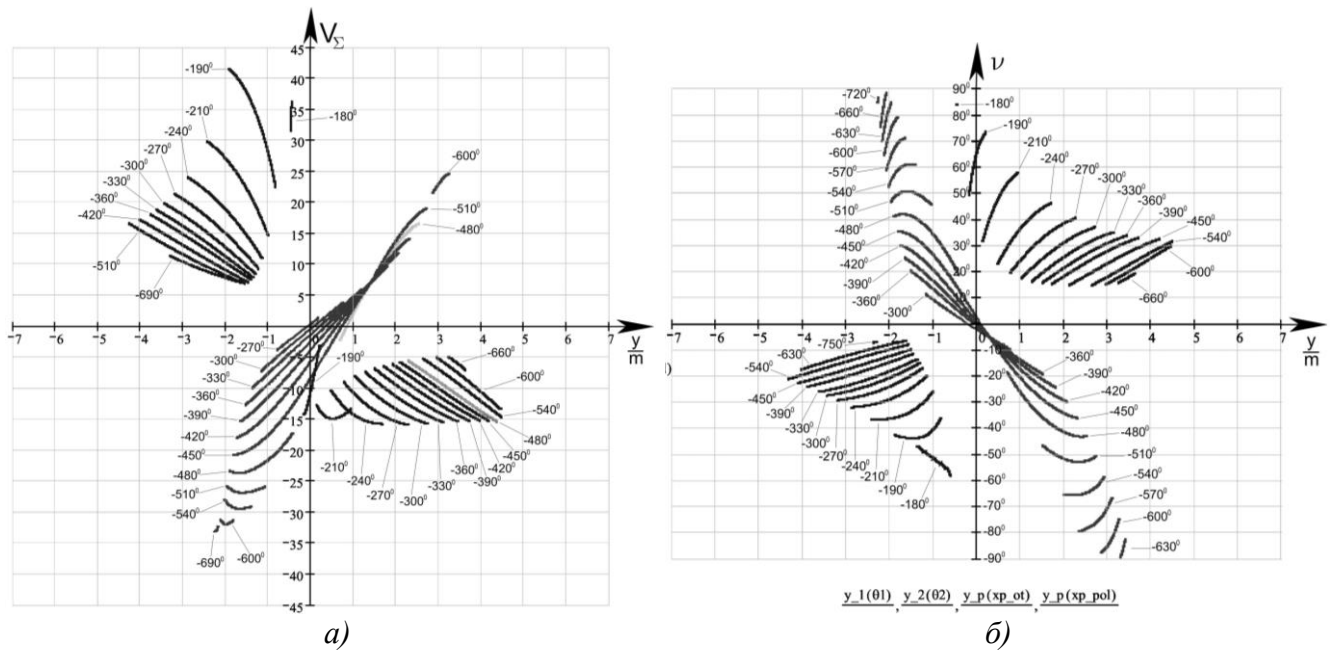


Рис. 8. Сумарна швидкість (а) і кут між вектором відносної швидкості та лінією миттєвого контакту (б) передачі з однією нижньою вузловою лінією для опуклої області витків черв'яка

Таблиця 7

Значення розрахункових критеріїв навантажувальної здатності черв'ячної передачі з однією нижньою вузловою лінією

	Значення параметрів								
	min	min _A	$\frac{\min}{\min_A}$	max	max _A	$\frac{\max}{\max_A}$	φ	φ _A	$\frac{\varphi}{\varphi_A}$
Довжина ліній контакту, L	85,74	83,83	1,023	95,79	100,20	0,956	92,73	90,46	1,025
Критерій Німанна, Q_{N1}	161,73	163,23	0,991	5639,34	195,29	28,877	1141,96	175,99	6,489
Критерій Німанна-Девіса, Q_{N2}	88,40	60,74	1,455	1785,03	92,94	18,616	388,89	77,85	4,995
Критерій Блока, Q_{N3}	16,40	16,44	0,998	523,65	19,48	26,881	107,22	17,67	6,068

За розрахунковим значенням критерії навантажувальної здатності таких передач у 5-6,49 раза вищі від значень критеріїв навантажувальної здатності базових черв'ячних передач (табл. 7).

У п'ятому розділі представлені результати стендових випробувань.

Для практичної оцінки працездатності синтезованих черв'ячних передач проведено їх експериментальні дослідження, метою яких було:

- визначити термічну потужність редуктора;
- визначити максимальну навантажувальну здатність синтезованих черв'ячних передач з умови заїдання;
- випробувати дослідні черв'ячні пари в режимі безперервно діючого навантаження;
- порівняти отримані теоретичні дані з експлуатаційними характеристиками дослідних черв'ячних передач.

Для досягнення мети були вирішені завдання:

- проектування та виготовлення експериментального стенда для проведення випробувань;
- проектування та виготовлення інструмента для нарізування дослідних черв'ячних передач;
- розробки методики дослідження та проведення стендових випробувань черв'ячних передач.

Вихідним розміром при розрахунку черв'ячних передач була міжосьова відстань $A_w = 150 \text{ мм}$. З метою найбільшої наочності результатів випробувань був прийнятий максимально можливий, для даної міжосьової відстані, модуль $m_{oc1} = 8 \text{ мм}$. Для більшої загальності висновків число заходів черв'яка було прийнято два. Геометричні параметри дослідної черв'ячної передачі та інструмента: $z_1 = 2$, $z_2 = 30$, $q = 7,5$, $\rho_1 = 3,75 \cdot m_{oc1}$, $\rho_2 = 2,7 \cdot m_{oc1}$, $l_1 = 0,1 \cdot m_{oc1}$, $l_2 = 0$, $\alpha_n = 8^\circ$, $\lambda_\theta = \gamma_u = 14^\circ 55' 53''$, $A_u = 190 \text{ мм}$.

Як заготовки для черв'яків бралися поковки зі сталі 40Х. Чорнова нарізка здійснювалася на токарно-гвинторізному верстаті мод. 1А625СП. Після об'ємного гартування здійснювалося шліфування бокових поверхонь витків черв'яка.

Вінці черв'ячних коліс відливалися в земляні форми; матеріал відливок – олов'яниста бронза БрОФ10-1. Маточини коліс виготовлялися із сірого чавуну СЧ 25. Після токарної обробки вінець напресовувався на маточину і фіксувався штифтами. Остаточне обточування вінця проходило в зборі з маточиною. Нарізування зубців здійснювалося на зубофрезерному верстаті мод. 5К32П черв'ячною фрезою. Процес нарізки проводився методом радіального врізання. Точність виготовлення окремих елементів передачі відповідає 8 ступеню точності.

Черв'ячна фреза виконана зварною, ріжуча частина виготовлена із швидкорізальної сталі Р18, хвостовики – з вуглецевої сталі 45. Чорнове прорізування гвинто-

вих западин проводилося на токарно-гвинторізному верстаті мод. 1А625СП, а стружкових канавок – на фрезерному верстаті мод. 6П80Г. Після термообробки були прошліфовані передні поверхні зубців і зроблено затилювання зовнішньої та бокової поверхонь зубців.

Для порівняльної оцінки навантажувальної здатності синтезованих черв'ячних передач виготовлена циліндрична черв'ячна передача дисковим конічним інструментом з такими ж параметрами, що й синтезовані.

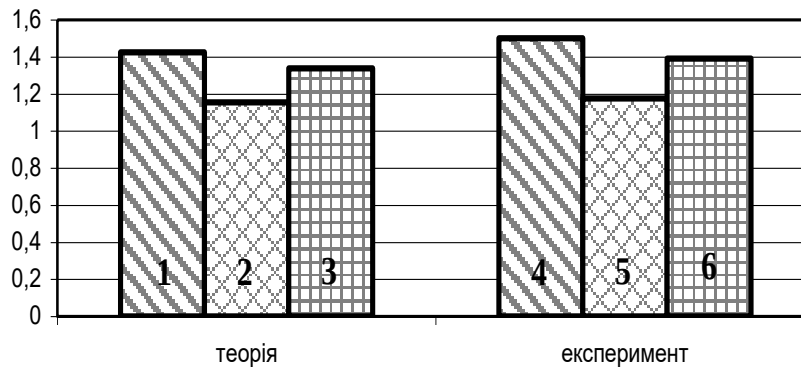


Рис. 9. Порівняння теоретичних значень критеріїв та експериментальних результатів навантажувальної здатності опукло-вгнутих черв'ячних передач:

1 – критерій Німанна; 2 – критерій Німанна-Девіса; 3 – критерій Блока; 4 – навантажувальна здатність, що обмежена температурою масла при повітряному охолодженні; 5 – навантажувальна здатність, що обмежена виникненням заїдання; 6 – припустима навантажувальна здатність

Стендові випробування показали:

- для синтезованих черв'ячних передач з опукло-вгнутим профілем витків черв'яка крутний момент на тихохідному валу обмежений температурою масла при повітряному охолодженні ($T_{2\text{до}\omega} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$) вищий, ніж для базових черв'ячних передач на 50% ($T_{2\text{до}\omega} = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$);

- крутний момент, зумовлений виникненням заїдання для синтезованих передач ($T_{2\text{до}\omega} = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$) більший, ніж для базових на 17,65% ($T_{2\text{до}\omega} = 1700 \text{ Н}\cdot\text{м}$);

- у режимі безперервно діючого навантаження синтезованих передач допустимий момент ($T_2 = 1600 \text{ Н}\cdot\text{м}$) вищий, ніж для базових передач на 39,13% ($T_2 = 1150 \text{ Н}\cdot\text{м}$);

- к.к.д. синтезованих передач вищий на 4-5%.

Отримані результати експерименту та теоретичні значення критеріїв навантажувальної здатності (рис. 9) дозволяють зробити висновки про адекватність математичної моделі. Одержані дані варто вважати попередніми. Вони можуть бути використані надалі при випробуванні цих передач: при дослідженні їхньої працездатності для повторно-короткочасних навантажень, для різних поєднань матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса, різних швидкостей ковзання.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вперше вирішене науково-практичне завдання синтезу циліндричних черв'ячних передач з опукло-вгнутих профілем витків черв'яка, які мають підвищену навантажувальну здатність.

1. На основі аналізу наукових праць зі створення високонавантажених черв'ячних передач вибрано напрям досліджень щодо підвищення навантажувальної здатності черв'ячних передач застосуванням нової геометрії витків черв'яка, виготовленого шліфуванням.

2. Проведено теоретичні дослідження, у результаті яких одержала подальший розвиток математична модель циліндричної черв'ячної передачі, що містить черв'як, котрий виготовляється тороїдальним шліфувальним кругом з робочим профілем узагальненої геометрії; отримано теоретичні залежності для визначення геометрії бокової поверхні витків черв'яка й зубців черв'ячного колеса, та критеріїв працездатності таких передач.

3. На основі отриманої математичної моделі вперше теоретично визначені геометрія поверхонь витків черв'яка й зубців черв'ячного колеса та критерії навантажувальної здатності черв'ячних передач, що містять черв'як з опукло-вгнутих профілем витків, котрий виготовляється шліфувальним кругом, осьовий профіль якого складається з двох дуг окружностей, з'єднаних перехідною ділянкою. Для виготовлення синтезованих опукло-вгнутих черв'ячних передач запропоновано три варіанти початкового встановлення шліфувального круга при шліфуванні черв'яка.

4. Уперше проведено теоретичні дослідження й аналіз значень критеріїв навантажувальної здатності опукло-вгнутих черв'ячних передач; розроблено рекомендації щодо вибору раціональних геометричних параметрів, які забезпечують підвищення навантажувальної здатності та мають значення:

- величина кута між віссю інструмента та нормаллю до перехідної ділянки – $\alpha_n = 10^\circ \div 5^\circ$;
- значення величини радіуса дуги окружності ρ_1 , що формує ніжку витків черв'яка – $\rho_1 = 4m_{\text{вкл}} \div 5m_{\text{вкл}}$ (або $\rho_1 = 0,8r_\delta \div r_\delta$, де r_δ радіус ділильної окружності черв'яка);
- значення величини радіуса дуги окружності ρ_2 , що формує головку витків черв'яка – $\rho_2 = 2,5m_{\text{вкл}} \div 3,5m_{\text{вкл}}$ ($\rho_2 = 0,5r_\delta \div 0,7r_\delta$).

5. Уперше проведено теоретичні дослідження та порівняння значень критеріїв працездатності синтезованих черв'ячних передач залежно від варіанта початкового встановлення шліфувального круга. Результати досліджень показали, що при рекомендованих параметрах значення критеріїв навантажувальної здатності черв'ячних передач з опукло-вгнутих профілем витків черв'яка в порівнянні з передачами, що виготовляються дисковим конічним інструментом, збільшуються в 1,2-1,34 раза, а коефіцієнт перекриття – на 9-11,5%, залежно від запропонованого початкового варіанта встановлення інструмента.

6. Уперше проведено теоретичні дослідження критеріїв працездатності опукло-вгнутих черв'ячних передач зі зміщенням, що виготовляються шліфуванням, які показали: зміщення синтезованих черв'ячних передач приводить до збільшення навантажувальної здатності в 1,6-1,9 рази, коефіцієнта перекриття на 23-45%, та виникнення області із замкненими лініями миттєвого контакту; рекомендований коефіцієнт зміщення при цьому $x = -0,5 \div -1$.

7. Для варіанта $ZT5$ початкового встановлення круга (опукла ділянка осевого профілю витків черв'яка збігається з увігнутою дугою ρ_2 шліфувального круга) визначено геометричні параметри, при яких для опуклої області витків черв'яка існує тільки одна нижня вузлова лінія; а також уперше проведено аналіз критеріїв навантажувальної здатності, який показав, що для таких передач значення критеріїв навантажувальної здатності збільшується в 5-6,45 рази, а коефіцієнт перекриття – на 15,81%, у порівнянні з передачами, виготовленими дисковим конічним інструментом.

8. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що циліндричні черв'ячні передачі, виготовлені за рекомендованими параметрами, мають граничний термічний крутний момент вищий на 50%; крутний момент зумовлений заїданням вищий на 17,65%; граничний допустимий момент у режимі безперервного навантаження вищий на 39,13%; к.к.д. вищий на 4-5%, ніж в евольвентних передачах. Установлена адекватність теоретичних та експериментальних досліджень.

Отримані результати рекомендовані до впровадження й можуть бути використані проектними організаціями та машинобудівними підприємствами при проектуванні й виготовленні черв'ячних передач, що містять черв'як з опукло-вгнутими профілями витків і мають підвищену навантажувальну здатність.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Шишов В.П. Червячные передачи с шлифованным червяком общего профиля / В.П. Шишов, Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2004. – № 5(75). – С.192-195.
2. Шишов В.П. Геометрия червячных передач со шлифованными червяками произвольного профиля / В.П. Шишов, Е.А. Мазнев // Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2003. – № 31(43). – С.223-228.
3. Шишов В.П. Геометрия червячной передачи с выпукло-вогнутым профилем витков червяка и исключением узловых точек из зацепления / В.П. Шишов, Е.А. Мазнев // Вісник Національного Технічного університету «ХП»: Зб. наук. праць: тематичний випуск "Проблеми механічного привода". – Харків: НТУ «ХП», 2004. – № 30. – С.184-191.
4. Шишов В.П. Критерии работоспособности червячных передач со шлифованными червяками общего профиля / В.П. Шишов, Е.А. Мазнев // Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2004. – № 42(54). – С.176-184.

5. Шишов В.П. Підвищення коефіцієнта корисної дії черв'ячної передачі з опукло-вгнутих профілем витків черв'яка за рахунок виключення вузлових точок із зони зачеплення / В.П. Шишов, Є.О. Мазнев // Вісник Національного Технічного університету «ХП»: Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного привода". – Харків: НТУ «ХП», 2005. – № 40. – С.200-205.
6. Мазнев Е.А. Удельные скольжения червячной передачи с выпукло-вогнутым профилем витков червяка / Е.А. Мазнев // Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2005. – № 49(72). – С.166-171.
7. Мазнев Е.А. Корригирование червячных передач с выпукло-вогнутым боковым профилем витков червяка / Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету, 2006. – №10 (104). – С.146-150.
8. Мазнев Е.А. Анализ работоспособности червячных передач с выпукло-вогнутым боковым профилем витков червяка / Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету, 2007. – № 1(107). – С.270-275.
9. Мазнев Е.А. Повышение нагрузочной способности червячных редукторов / Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету, – 2008. – № 2(120). – С.202-207.
10. Черв'ячна передача: Деклараційний патент на корисну модель 10583. Україна. МКІ 7F16H1/16 / Г.Г. Басов, Н.М. Найш, В.П. Шишов, О.А. Муховатий, Є.О. Мазнев – № u200504739; Заявл. 20.05.2005; Опубл. 15.11.2005, Бюл. № 11. – 8 с.:іл.
11. Мазнев Е.А. Оптимизация линий зацепления выпукло-вогнутых червячных передач / Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету, – 2009. – № 2(132). – С.227-231.

АНОТАЦІЯ

Мазнев Є.О. Підвищення навантажувальної здатності циліндричних черв'ячних передач застосуванням опукло-вгнутого профілю витків черв'яка. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.02.02. – Машинознавство. – Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля, Луганськ, 2009.

Дисертаційна робота присвячена питанню підвищення навантажувальної здатності циліндричних черв'ячних передач за рахунок застосування черв'яка з опукло-вгнутих профілем витків. Для цього розроблено узагальнену математичну модель черв'ячних передач, які виготовляються шліфуванням торіодальним інструментом. Отримано залежності критеріїв працездатності таких передач, які використані для аналізу критеріїв навантажувальної здатності черв'ячних передач з опукло-вгнутих осьовим профілем витків черв'яка.

За результатами аналізу запропоновано раціональні параметри передач, для яких теоретичні значення критеріїв навантажувальної здатності вищі в 1,2-1,34 рази

ніж для передач, що виготовляються дисковим конічним інструментом; при коригуванні передач вищі в 1,6-1,95 раза. Запропоновано передачі, що мають для опуклої області витків черв'яка тільки одну нижню вузлову лінію, що дозволяє одержати значення розрахункових критеріїв вищі в 5-6,49 раза. Надійність теоретичних висновків підтверджується результатами експериментальних досліджень.

Ключові слова: черв'як, черв'ячна передача, опукло-вгнутий профіль, аналіз, критерії навантажувальної здатності.

АННОТАЦИЯ

Мазнев Е.А. Повышение нагрузочной способности цилиндрических червячных передач применением выпукло-вогнутого профиля витков червяка. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02. – Машиноведение. – Восточнoукраинский национальный университет им. Владимира Даля, Луганск, 2009.

В приводах большинства современных машин в качестве передаточных механизмов используются передачи зацеплением, среди которых большое распространение получили червячные передачи, совершенствование которых можно обеспечить путем синтеза червячных передач с новой геометрией рабочих поверхностей. Среди передач зацеплением следует выделить червячные, которые, несмотря на относительно низкий коэффициент полезного действия, составляют значительную долю в общем объеме механических передач. Наибольшее распространение среди червячных передач получили в основном передачи с архимедовыми, эвольвентными и конволютными червяками. Однако данные червячные передачи по нагрузочной способности не в полной мере отвечают предъявляемым современным требованиям эксплуатации.

Диссертационная работа посвящена вопросу повышения нагрузочной способности цилиндрических червячных передач за счет применения червяка с выпукло-вогнутым профилем витков. Для этого разработана обобщенная математическая модель червячных передач, изготавливаемых шлифованием тороидаьным инструментом. Получены зависимости критериев работоспособности таких передач. Данные зависимости использованы для анализа критериев нагрузочной способности червячных передач с выпукло-вогнутым осевым профилем витков червяка.

По результатам анализа предложены рациональные параметры передач, для которых теоретические значения критериев нагрузочной способности в 1,2-1,34 раза выше, чем для передач, изготавливаемых дисковым коническим инструментом; предложены три варианта начальной установки инструмента, для которых проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности синтезированных передач; при корригировании выпукло-вогнутых червячных передач критерии нагрузочной способности в 1,6-1,95 раза выше и наблюдается появление областей с замкнутыми линиями мгновенного контакта червяка и червячного колеса. Предложены пе-

редачи, имеющие для выпуклой области витков червяка только одну нижнюю узловую линию, что позволяет получить значение расчетных критериев нагрузочной способности в 5-6,49 раза выше.

Экспериментальными исследованиями установлено, что цилиндрические червячные передачи изготовленные по рекомендуемым параметрам, имеют предельный термический крутящий момент выше на 50%; крутящий момент, обусловленный заданием, выше на 17,65%; предельный допускаемый момент в режиме непрерывной нагрузки выше на 39,13%; к.п.д. на 4-5% выше, чем у эвольвентных передач. Это подтверждают результаты теоретических исследований.

Результаты диссертационной работы внедрены и могут быть использованы машиностроительными предприятиями и проектно-конструкторскими организациями при разработке червячных передач повышенной нагрузочной способности

Ключевые слова: червяк, червячная передача, выпукло-вогнутый профиль, анализ, критерии нагрузочной способности.

ANNOTATION

Maznev E.O. Increase of cylindrical worm gears loading ability by application of a convexo-concave profile of worm coils. – Manuscript.

Thesis for candidate of technical science degree competition, speciality 05.02.02. – Engineering. – The East Ukrainian national university named of Vladimir Dal, Lugansk, 2010.

The work is devoted to a question of cylindrical worm gears loading ability increase by the application of a worm with a convexo-concave coils profile. The generalised mathematical model of worm gears made by grinding by the toroidal tool is for this purpose developed. Dependences of such transfers working capacity criteria are received. The received dependences are used for the analysis of worm gears with a convexo-concave axial worm coils profile loading ability criteria.

By results of the analysis rational transfers parametres are offered. For these parameters theoretical values of loading ability criteria in 1,2-1,34 times above, than for transfers made by the disk conic tool. At transfers adjustment to 1,6-1,95 times above.

Transfers which have for worm coils convex area only one bottom central line are offered. That allows to receive settlement criteria value in 5-6,49 times above. Reliability of theoretical conclusions proves to be true by results of experimental researches.

Keywords: a worm, a worm gear, a convexo-concave profile, analysis, loading ability criteria.

**ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ
ЦИЛІНДРИЧНИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ
ЗАСТОСУВАННЯМ ОПУКЛО-ВГНУТОГО ПРОФІЛЮ ВІТКІВ ЧЕРВ'ЯКА**

Мазнев Євген Олександрович

Підписано до друку 08.02.2010

Формат 60×84 $\frac{1}{16}$. Папір офсетний. Гарнітура Times.

Друк офсетний. Умов. друк. арк. 1,7.

Тираж 100 прим. Видавн. № _117_ Замовл. № _87_

Видавництво Східноукраїнського національного університету

імені Володимира Даля

91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Дільниця оперативної поліграфії

Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля

91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Адреса редакції: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Телефон: 8 (0642) 46-11-24. **Факс:** 8 (0642) 46-13-64

E-mail: uni@snu.edu.ua **http:** <http://www.snu.edu.ua>