

В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець*, В. М. Стрілець*

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра технічної механіки і динаміки машин,*Національний університет водного господарства та природокористування,
кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства

ККД ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ВНУТРІШНІМ ТА ЗОВНІШНІМ ЗАЧЕПЛЕННЯМИ ЗУБЦІВ У ПРИСТРОЯХ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ ЧЕРЕЗ ЕПІЦИКЛ

© Малащенко В. О., Стрілець О. Р., Стрілець В. М., 2017

Розглянуто роботу зубчастої диференціальної передачі, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило та навпаки. Пари зубчастих коліс можуть бути з внутрішнім або із зовнішнім зачепленням. Керуючою ланкою є епіцикл, який може обертатись або бути зупиненим за допомогою замкнутої гідросистеми. Виконано теоретично-комп'ютерне дослідження ККД для таких зубчастих диференціальних передач і за допомогою комп'ютерного моделювання отримано графічні його залежності від параметрів передачі.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, зубчаста диференціальна передача, внутрішнє та зовнішнє зачеплення, сонячне зубчасте колесо, водило, епіцикл, гідросистема.

V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets

EFFICIENCY DIFFERENTIAL TRANSMISSION WITH INTERNAL AND EXTERNAL GEARING IN DEVICES FOR SPEED CONTROL WITH EPICYCLICAL GEARS

The article considers the functioning of epicyclic gear train when the driving element is a sun gear and the driven – is carrier or vice versa. The cogwheels couples can have either internal or external gearing. The control element is the ring gear that can be rotated or stopped by closed circuit hydrosystem. We have conducted a theoretical computer research of efficiency in such epicyclic gear train and using the means of computer modeling we have obtained graphical dependences of the transmission efficiency from its parameters

Key words: efficiency, epicyclic gear train, internal and external gearing, sun gear, carrier, ring gear, hydrosystem.

Постановка проблеми. Під час різних технологічних процесів у різних галузях промисловості виникає необхідність керування змінами швидкості за величиною та напрямком її виконавчих механізмів машин. У вітчизняній [1–12] та зарубіжній [13–16] періодичній технічній літературі запропоновано новий безсходинковий спосіб керування змінами швидкості за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою. На наукових конференціях та під час інших наукових дискусій, наприклад [17–21], часто звертають увагу на коефіцієнт корисної дії таких пристроїв, які дають змогу керувати змінами швидкості за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою, розроблених на рівні патентів України [22, 23] і які потребують подальших теоретичних досліджень їх кінематичних, силових і геометричних параметрів. Про коефіцієнти корисної дії механізмів відомо із класичної технічної літератури з теорії механізмів і машин [24], але це мало стосується конкретних випадків роботи механізмів.

Мета роботи. Виконати теоретично-комп'ютерне дослідження ККД дворядної зубчастої диференціальної передачі з двома внутрішніми або зовнішніми зачепленнями зубчастих коліс для пристрою зміни швидкості, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, веденою – водило та навпаки, а керування виконують через епіцикл.

Основний матеріал. Для традиційних механізмів ККД здебільшого досліджені та відомі із літературних джерел і практики. За ним оцінюють досконалість машини або механізму. Він знаходиться у межах $0 \leq h < 1$ і є величиною, яка визначається відношенням роботи (потужності) корисних сил A_{kc} до повної роботи (потужності) $A_n = A_{kc} + A_{usc}$, яка складається з робіт корисних і шкідливих (A_{usc}) сил

$$h = A_{kc} / A_n. \quad (1)$$

Вказане вище загальне визначення ккд може бути конкретизовано для окремих випадків і, що важливо, можна отримати формули для його визначення через інші параметри механізмів. Визначення ККД зубчастих диференціальних передач не завжди необхідне. Якщо таку передачу застосовують як редуктор, який передає потужність виконавчому механізму машини протягом тривалого часу, то для з'ясування її придатності необхідно визначати ККД. У випадках, коли такі передачі використовують як пристрої регулювання руху деяких ланок, його можна не визначати, якщо є впевненість, що передача не самогальмівна.

На практиці переважно застосовують три методи визначення цього важливого параметра:

- безпосереднє визначення втрат на тертя у всіх рухомих з'єднаннях ланок та сил, які діють між ними, і швидкостей відносного руху. При цьому сили визначають попередньо без врахування тертя, а потім сили тертя та їх роботу. Отримана робота сил тертя дає змогу визначити ККД;

- зубчасті планетарні та диференціальні передачі інверсії зводять до простих передач з нерухомими осями, покладаючи, що із додатковим обертанням, наданим всьому механізму в цілому, в результаті перетворення не змінюється робота сил тертя. Не враховуються також додаткові втрати від тиску в кінематичних парах, які виникають за дії відцентрових сил і моментів сил інерції сателітів;

- визначаючи ККД, передбачають, що втрати на тертя в кожній парі коліс зубчастої диференціальної передачі пропорціональні добутку колової сили на зубцях і швидкості точки початкового кола сателіта відносно водила ($F_t v$) або добутку обертального моменту на кутову швидкість ланки ($T_i \omega_i$). Цей добуток має назву потенціальної потужності.

ККД пристрою для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, визначають так

$$h = h_{14} h_6 h_7, \quad (2)$$

де h_{14} , h_6 і h_7 – ККД відповідно диференціальної передачі; приводу замкнутої гідросистеми (зубчастої передачі); замкнутої гідросистеми (втрати потужності на роботу гідронасоса при перекачуванні рідини у замкнутій гідросистемі).

Блок-схему можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило показано на рис. 1.

На основі аналізу блок-схеми втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, зроблено висновок, що частина потужності, поданої на сонячне зубчасте колесо, через сателіт передається на водило, а частина – через сателіт передається на епіцикл і замкнуту гідросистему.

Визначаючи ККД за першим і третім методами, необхідно знати колові сили, які діють у кожному зубчастому зачепленні диференціальної передачі.

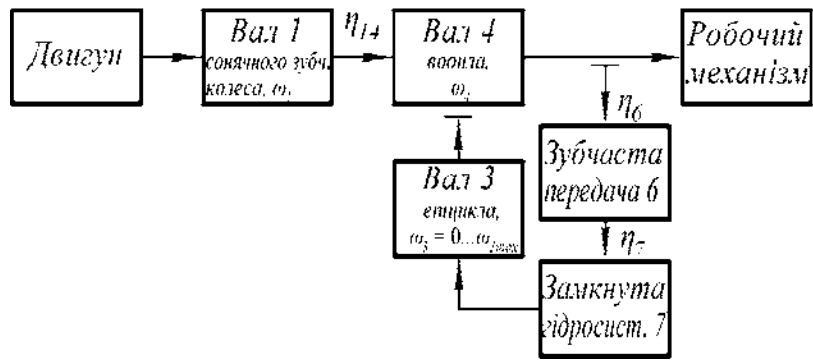


Рис. 1. Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водино

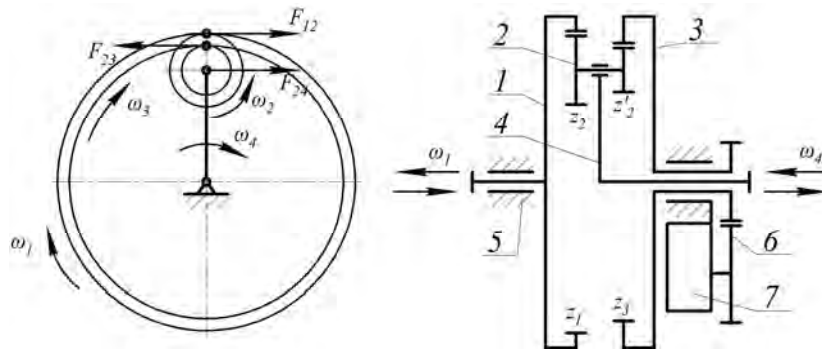


Рис. 2. Схеми сил у зубчастій диференціальній передачі з внутрішніми зачепленнями коліс

Розглянемо умову рівноваги сателіта (рис. 2), що має вигляд

$$\bar{F}_{12} + \bar{F}_{23} + \bar{F}_{24} = 0, \quad (3)$$

де \bar{F}_{12} , \bar{F}_{24} і \bar{F}_{23} – колові сили, показані на рис. 2.

Сума моментів сил, які діють на сателіт, відносно осі його обертання, також дорівнює нулю

$$\bar{F}_{12}r_2 + \bar{F}_{23}r'_2 = 0, \quad (4)$$

де r_2 і r'_2 – радіуси початкового кіл зубчастих коліс сателіта, відповідно з кількістю зубців z_2 і z'_2 .

З виразів (3) і (4) сили, які діють на ланки зубчастої диференціальної передачі, будуть:

$$\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{23} \frac{r'_2}{r_2}; \quad (5)$$

$$\bar{F}_{24} = -\bar{F}_{23} \left(1 - \frac{r'_2}{r_2}\right). \quad (6)$$

Отримані формули показують, що одна із заданих сил дає можливість визначити дві інші.

Якщо задано обертальний момент T_1 , тоді

$$F_{12} = T_1 / r_1, \quad (7)$$

де r_1 – радіус початкового кола сонячного зубчастого колеса z_1 .

Відповідно до виразу (7) для обертального моменту, який прикладається до колеса z_3 , маємо

$$T_3 = F_{23}r_3 = -\frac{r_3}{r_1} T_1 = -u_{13} T_1, \quad (8)$$

тобто обертальні моменти T_1 і T_3 без врахування тертя, відносяться як у передачі з нерухомими осями,

де $u_{13} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}$. Враховуючи тертя на зубцях, зв'язок між обертальними моментами можна подати так

$$T_3 = -T_1 u_{13} h_{13}^k, \quad (9)$$

де $h_{13} = 0,96 \dots 0,98$ – ККД зубчастої передачі з нерухомими осями, визначається як для послідовного з'єднання [26]; $k = +1$ – коли потужність передається від зубчастого колеса z_1 до зубчастого колеса z_3 і $k = -1$ – коли потужність передається від зубчастого колеса z_3 до зубчастого колеса z_1 .

Зв'язок між обертальними моментами, які діють на ланки зубчастої диференціальної передачі, можна встановити, розглядаючи умову рівноваги всієї передачі. При цьому отримаємо

$$T_1 + T_3 + T_4 = 0, \quad (10)$$

де T_4 – обертальний момент, який діє на водило.

Згідно з [26], для зубчастої диференціальної передачі цей обертальний момент дорівнює

$$T_4 = -T_1 (1 - u_{13} h_{13}^k). \quad (11)$$

Якщо обертальний момент T_1 ведучий, а T_4 – ведений і T_3 – керуючий, то ККД при ведучому сонячному зубчастому колесі z_1 можна подати як відношення корисно використаної потужності до повної потужності

$$h_{14} = -\frac{T_4 w_4}{T_1 w_1 + T_3 w_3}. \quad (12)$$

Підставимо значення T_1 , T_3 і T_4 до (12) і виразимо w_4 через w_1 , використавши формулу (1), [6], і після нескладних перетворень отримаємо

$$h_{14} = \frac{(1 - u_{13}^{(4)} h_{13})(w_1 - w_3 u_{13}^{(4)})}{(1 - u_{13}^{(4)})(w_1 - w_3 u_{13}^{(4)} h_{13})}. \quad (13)$$

Для того, щоб наочніше показати характер зміни ККД диференціальної передачі з пристроєм у вигляді замкнутої гідросистеми, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило від параметрів передачі, формула (13) запрограмована та отримані графічні залежності $h_{14} = f(w_3, w_1, u_{13}^{(4)})$, для $h_{13} = 0,97$, при різних передаточних числах $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 20$, та кутовій швидкості ведучої ланки $w_1 = 75; 100; 150; 300 \text{ рад/с}$. Одну з таких залежностей показано на рис. 3.

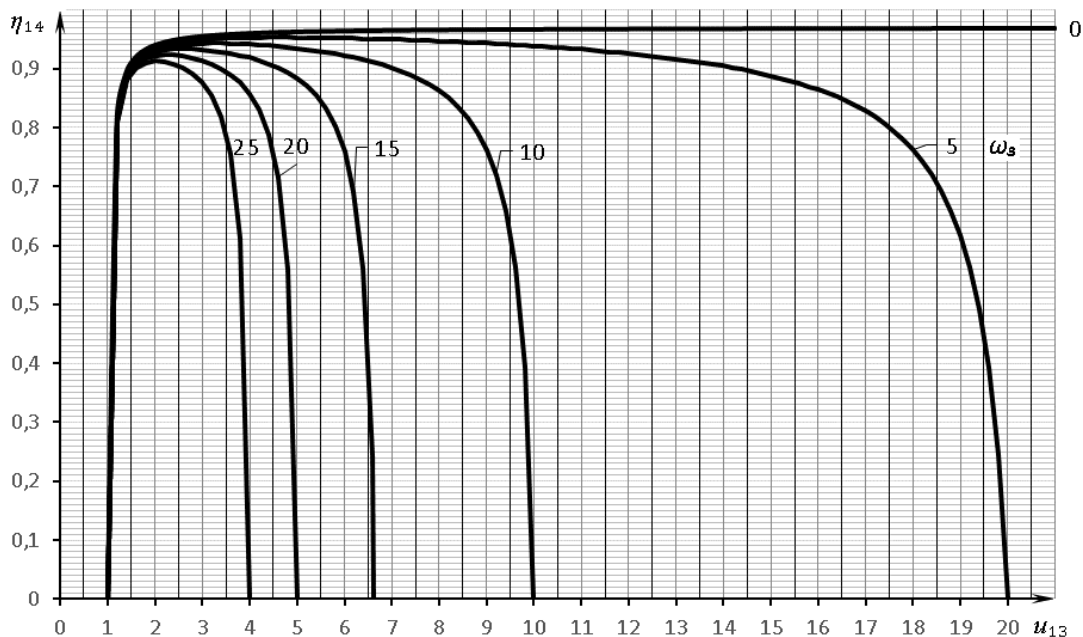


Рис. 3. Графіки зміни ККД у диференціальній однорядній передачі, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило

Тепер розглянемо інший характерний для техніки випадок. Блок-схему можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є водило, а веденою – сонячне зубчасте колесо, показано на рис. 4.

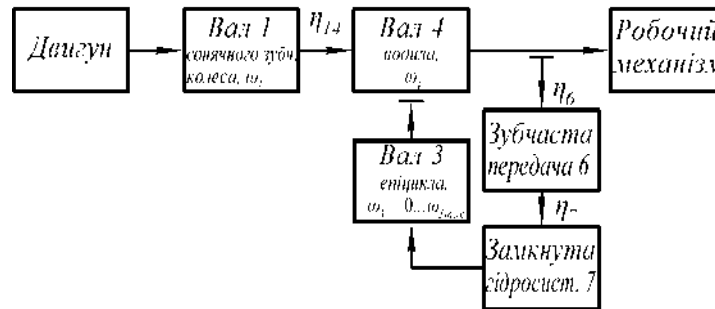


Рис. 4. Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є водило, а веденою – сонячне зубчасте колесо

Якщо ж обертальний момент сил опору прикладений до сонячного зубчастого колеса 1, тоді вираз для ККД матиме такий вигляд

$$h_{41} = -\frac{T_1 w_1}{T_4 w_4 + T_3 w_3}. \quad (14)$$

Якщо до формули (14) підставити значення T_1 , T_3 і T_4 з формул (9) і (11) та замінити w_1 через w_4 , використавши формулу (1) з [6], після нескладних перетворень отримаємо вираз для ККД при ведучому водилі та веденому сонячному зубчастому колесі у вигляді

$$h_{41} = \frac{[(1 - u_{13})w_4 + u_{13}w_3]h_{13}^{(4)}}{(h_{13} - u_{13})w_4 + u_{13}w_3}. \quad (15)$$

Формулу (15) запрограмовано та отримано графічні залежності $h_{41} = f(w_4, w_3, u_{13}^{(4)})$ для передаточних відношень, що змінювались у межах $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 20$, та кутової швидкості ведучої ланки $w_4 = 100 \text{ рад/с}$, для: $h_{13}^{(4)} = 0,97$; $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 3$ і $w_3 = 0 \dots 30 \text{ рад/с}$ (рис. 5).

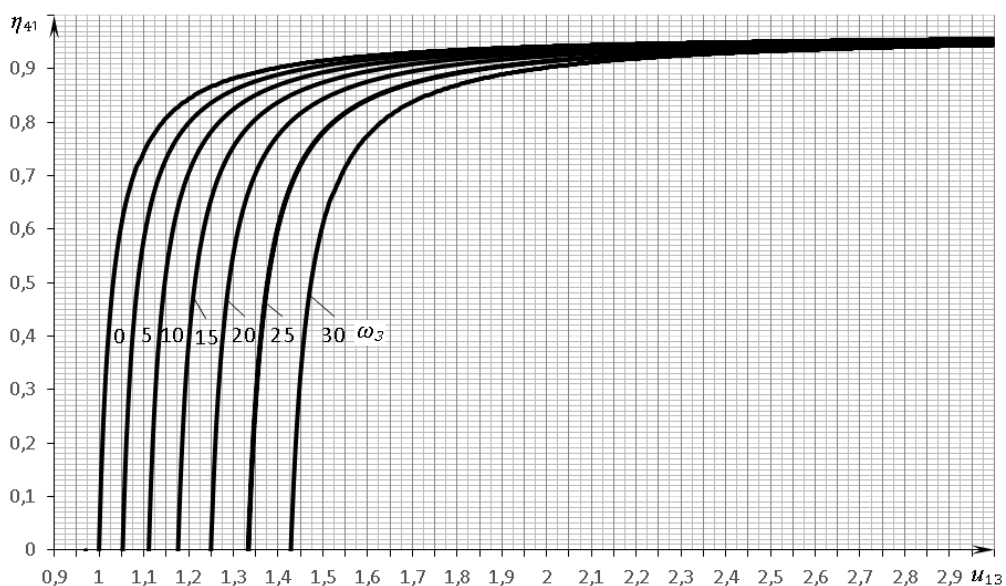


Рис. 5. Графіки зміни ККД в епіциклічній дворядній передачі з внутрішніми зачепленнями, коли ведучим є водило, а веденим – сонячне зубчасте колесо

Для передачі, показаної на рис. 6, силові взаємозв'язки та кінематичні параметри є подібними, як для попередньої схеми, і тому не наводяться.

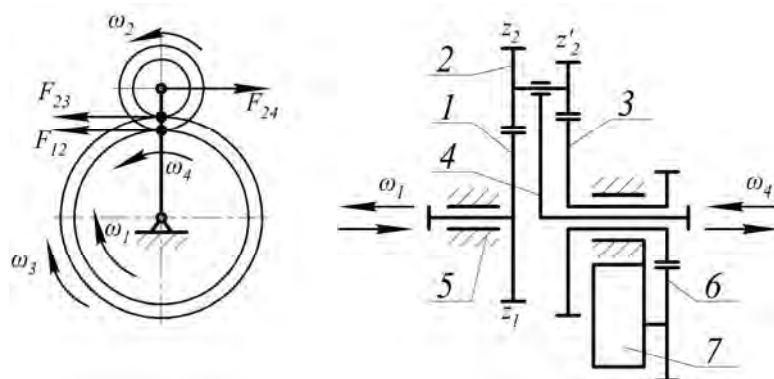


Рис. 6. Схема сил у дворядній зубчастій диференціальній передачі із зовнішніми зачепленнями коліс

Висновки. 1. Отримані аналітичні та графічні залежності ККД між ведучою і веденою ланками (сонячним зубчастим колесом і водилом, або навпаки) у дворядних зубчастих диференціальних передачах з внутрішнім і зовнішнім зачепленнями зубців із замкнутими гідросистемами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання, подані на рис. 3 і 5, дають змогу наочно переконатися у зміні значення ККД і практично оцінити його з погляду самогальмування.

2. У зубчастій диференціальній передачі, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, для різних $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 10$ і $w_3 = 0 \dots 40 \text{ рад/с}$, ККД зменшується до нуля внаслідок можливості самогальмування, тому застосування такої передачі для вказаних меж передаточного числа виключено. З графіків мінусової зони передаточних чисел (рис. 3) видно, що у зубчастій диференціальній передачі ККД вищий, ніж у простій передачі і майже не залежить від $u_{13}^{(4)}$ і w_3 , а є величиною сталою.

3. У зубчастій диференціальній передачі, де ведучою ланкою є водило, а веденою – сонячне зубчасте колесо, у додатній і мінусовій зонах при малих передаточних числах ККД вищий, ніж у простій передачі, різко зменшується зі збільшенням передаточного числа до $u_{13}^{(4)} = \pm 5$, потім вирівнюється до $h_{13}^{(4)}$ і майже не залежить від кутової швидкості ланки керування w_3 (рис. 5) та неможливе самогальмування.

1. Malashchenko V. Fundamentals of Creation of New Devices for Speed Chang Management / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Lviv : LPNU, 2015. – No. 2. – p. 11–20. 2. Малащенко В. О. Класифікація способів і пристроїв керування процесом зміни швидкості у техніці / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса : 2015. – № 1. – С. 70–78. 3. Стрілець О. Р. Обґрунтування можливості керування змінами швидкості за допомогою диференціальних передач / О. Стрілець // Вісник Інженерної академії України. – К. : НАУ, 2015. – № 2. – С. 177–181. 4. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через епіцикл / О. Р. Стрілець // Науковий журнал “Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя”. – 2015. – № 4 (80). – С. 129–135. 5. Стрілець О. Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О. Р. Стрілець // Науковий журнал “Вісник Хмельницького національного університету”. – 2015. – № 5. – С. 68–72. 6. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою неповної диференціальної передачі через сателіт / О. Р. Стрілець // Вісник національного університету водного господарства та природокористування “Технічні науки”. – Рівне, 2015. – № 4, (72). – С. 138–148. 7. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через водило / О. Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного

університету імені Михайла Остроградського. – № 6 (95), ч. 1, 2015. – С. 87–92. 8. Малащенко В. О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходинкової зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В. О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2016. – № 23(1195). – С. 87–92. 9. Малащенко В. О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходинкової зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : НУ “ЛПТ”, 2016. – № 838. – С. 57–63. 10. Малащенко В.О. Новий привод з диференціалом і замкнутою гідросистемою для керування швидкістю машини / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. – Вінниця, 2016. – № 3(83). – С. 109–116. 11. Malashenko V. Metoda i urzadzenie do zmiany predkosci za potosa obiegowej przekladni zebatej z zestawem stopniowanych kol planetarnich / PRACE NAUKOWE ITVL.// V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets. Zeszyt 38, s. 5–11, 2016. 12. Malashenko V. Method and device for speed change by the epicyclic gear train with stepped-planet gear set / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // RESEARCH WORKS OF AFIT, Issue 38, p. 13–19, 2016. 13. Малащенко В. А. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой / В. А. Малащенко, О. Р. Стрилец, В. Н. Стрелец // Международный инженерный журнал “Механические передачи. Приводы и компоненты машин”. – М., 2015. – № 4–5. – С. 7–10. 14. Вавилов А. В. Совершенствование трансмиссий дорожных машин для повышения их конкурентоспособности и обеспечения импортозамещения” / А. В. Вавилов, В. А. Малащенко, О. Р. Стрилец, В.Н. Стрелец // Автомобильные дороги и мосты. – Минск: БНТУ, 2016. – С. 140–150. 15. Стрілець О.Р. Способи керування змінами швидкості у техніці / О. Р. Стрілець // Збірник тез. VIII- Міжнародної н-п конференції “Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси ПРТК-2015. – Київ, 18–19 травня, 2015. – С. 220–221. 16. Стрілець О. Р. Огляд і аналіз способів керування змінами швидкості в техніці 12-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові / О.Р. Стрілець – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2015. 28–29 травня 2015 року. – С. 196–197. 17. Стрілець О. Р. Кінематичні можливості зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою / О. Р. Стрілець // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених і студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”, Т. 1. – Тернопіль, 25–26 листопада 2015 року. – С. 234–235. 18. Стрілець О. Р. Можливості багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами керувати швидкістю / О. Р. Стрілець // Збірник тез. IX-ої Міжнародної науково-практичної конференції “Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси ПРТК-2016. – Київ, 17–18 травня, 2016. – С. 234–236. 19. Стрілець О.Р. Про визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою для керування змінами швидкості / 5-та Міжнародна науково-технічна конференція “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій” / О. Р. Стрілець. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2016. 27–28 жовтня 2016 року. – С. 142–144. 20. Пат. 18587 Україна, МПК F16H3/00. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / Стрілець О. Р., Стрілець В. М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и № 2006 05205; заявл. 12.05.06; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11, 2006р. 21. Пат. 25335 Україна, МПК F 16 H 1/28. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / Стрілець О.Р.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и № 2005 04847; заявл. 23.01.07; опубл. 19.08.07, Бюл. № 12, 2007 р. 22. Пат. 28489 Україна, МПК В60/К17/06. Планетарна коробка передач / Стрілець О.Р.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и №2007 09132; заявл. 09.08.07; опубл. 10.12.07, Бюл. № 20, 2007 р. 23. Пат.108239 Україна, МПК F 16 H 1/28. Пристрій для керування змінами швидкості / Стрілець О. Р., Малащенко В. О., Стрілець В. М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и № 2016 00131; заявл. 04.01.16; опубл. 11.07.16, Бюл. № 13, 2016 р. 24. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я. Т. Кіницький; НАН України. – К. : Наук. думка, 2002. – 660 с.