



МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 621.833.65

Стрелець О. Р., к.т.н., доцент (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

ВИЗНАЧЕННЯ ККД БАГАТОСХОДИНКОВИХ ЗУБЧАСТИХ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ У ПРИСТРОЇ ЗМІНИ ШВИДКОСТІ ЧЕРЕЗ СОНЯЧНЕ ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО

Розглянутий ККД багатосходинкових зубчастих диференціальних передач, коли ведучою ланкою є водило першої сходинок, а веденої – епіцикл останньої сходинок, або навпаки, а ланками керування є сонячні зубчасті колеса окремих сходинок, які зв'язані з замкнутими гідросистемами. Отримані результати мають практичне застосування при проектуванні нових пристроїв керування змінами швидкості у техніці, дозволяють оцінити роботу багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з точки зору втрат енергії і самогальмування та є підґрунтям для подальших досліджень.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії (ККД), багатосходинкова зубчаста диференціальна передача, пристрій зміни швидкості, сонячне зубчасте колесо, сателіт, епіцикл, водило, замкнута гідросистема.

Постановка проблеми. Виконання технологічних операцій машинами у різних галузях промисловості вимагає керування змінами швидкості за величиною і напрямком їх виконавчих механізмів. У техніці широко відомі способи і пристрої сходиноквого і безсходиноквого керування швидкістю за величиною і напрямком у вигляді сходиноквих і безсходиноквих коробок швидкостей. Відомі способи і пристрої керування змінами швидкості мають багато недоліків. Основними недоліками сходиноквого керування швидкістю за величиною та напрямком є складність конструкції пристроїв, їх велика матеріаломісткість, великі динамічні навантаження, які виникають при переході з однієї швидкості на другу, при присутності навіть синхронізаторів. Для безсходиноквого керування швидкістю характерне велике спрацювання деталей за рахунок використання фрикційних зв'язків, як правило, фрикційних гальм і блокувальних фрикційних муфт. Внаслідок цього зменшується довговічність і надійність деталей приводів і машин в цілому. Тому виникають задачі створення но-

вих способів і пристроїв керування змінами швидкості, які усувають вказані недоліки. Створені нові способи і пристрої керування змінами швидкості на основі багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами вимагають їх кінематичних, силових і енергетичних досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема розробки нових пристроїв для зміни швидкості очевидна. Серед багатьох механізмів, найбільш раціональним вважається використання зубчастих диференціальних передач, які є предметом особливої цікавості світових і вітчизняних учених, наприклад [1-5]. У періодичній технічній літературі [6-8] запропонований новий безсходинковий спосіб керування змінами швидкості за допомогою зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою і частково досліджена його кінематика [9-19]. Для розширення діапазону зміни швидкості в приводах машин пропонується використовувати багатосходинкові зубчасті диференціальні передачі, які складаються з двох і більше сходинок, з'єднаних між собою. На науково-технічних конференціях, симпозіумах та інших наукових дискусіях, наприклад [20-25], часто задаються питання відносно коефіцієнта корисної дії (ККД) таких передач. Такі передачі розроблені на рівні патентів України [26-29] на корисні моделі і вимагають подальшого теоретичного кінематичного, силового та енергетичного дослідження.

Метою роботи є проведення теоретично-комп'ютерного дослідження ККД багатосходинкових зубчастих диференціальних передач у пристроях зміни швидкості з замкнутими гідросистемами між ведучими (водилами) і веденими (епіциклами) ланками через ланки керування – сонячними зубчастими колесами.

Реалізація роботи. На рис. 1 показана схема багатосходинкової диференціальної передачі, в якій епіцикл першої сходинок $Z_{(1)}$ з'єднано з водилом $4_{(2)}$ другої сходинок, епіцикл другої сходинок $Z_{(2)}$ з'єднано з водилом $4_{(3)}$ третьої сходинок і т.д., а керування швидкістю здійснюється за рахунок сонячних зубчастих коліс першої $1_{(1)}$, другої $1_{(2)}$, третьої $1_{(3)}$, ..., n -ої сходинок $1_{(n)}$ за допомогою встановлених на них замкнутих гідросистем $6_{(1)}$, $6_{(2)}$, $6_{(3)}$, ..., $6_{(n)}$. Ведучою ланкою такої багатосходинкової диференціальної передачі є водило $4_{(1)}$ першої сходинок, а веденою ланкою – епіцикл $Z_{(n)}$ n -ої сходинок. Замкнуті гідросистеми $6_{(1)}$, $6_{(2)}$, $6_{(3)}$, ..., $6_{(n)}$ (рис. 1, б) однакові за будовою, розміщені на корпусі 5 і з'єднані з сонячними зубчастими колесами через зубчасті передачі $7_{(1)}$, $7_{(2)}$, $7_{(3)}$, ..., $7_{(n)}$. Замкнута гідросистема, будова та робота якої більш детально описана, наприклад в [9], містять

шестерінчастий гідронасос, короткі трубопроводи, регулювальний кран, зворотний клапан і ємність для рідини. Керування зміною швидкості здійснюється за рахунок пропуску рідини, яка рухається в замкнутих гідросистемах, регулювальними кранами.

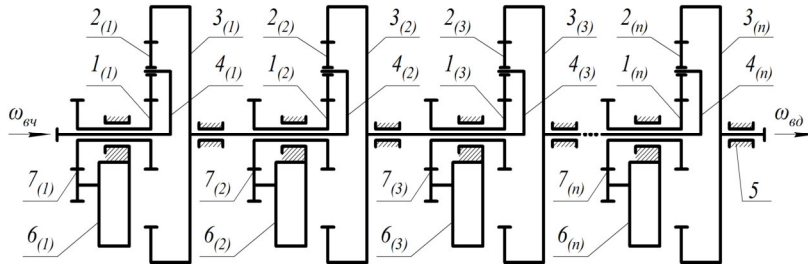


Рис. 1. Схема багатосходинкової зубчастої диференціальної передачі з замкнутими гідросистемами з керуванням швидкістю через сонячні зубчасті колеса

Зв'язок між швидкостями веденої ланки (епіцикла $3_{(n)}$) $\omega_{вд}$ і ведучої ланки (води́ла $4_{(1)}$) $\omega_{вч}$ або навпаки описано у [14].

Якщо ведучою ланкою є води́ло, а веденою епіцикл, то визначити ККД $\eta_{4(1)-3(n)}$ такої передачі можна за допомогою виразу

$$\eta_{4(1)-3(n)} = \eta_{43(1)} \eta_{43(2)} \eta_{43(3)} \cdots \eta_{43(n)}, \quad (1)$$

де $\eta_{43(1)}$ – ККД першої сходи́нки; $\eta_{43(2)}$ – ККД другої сходи́нки; $\eta_{43(3)}$ – ККД третьої сходи́нки; ...; $\eta_{43(n)}$ – ККД n -ної сходи́нки.

ККД окремих сходи́нок визначається:

$$\begin{aligned} \eta_{43(1)} &= \frac{[(1 + u_{13(1)}^{(4)})\omega_{4(1)} - \omega_{1(1)}] \eta_{13(1)}^{(4)}}{(1 + u_{13(1)}^{(4)} \eta_{13(1)}^{(4)})\omega_{4(1)} - \omega_{1(1)}}; \\ \eta_{43(2)} &= \frac{[(1 + u_{13(2)}^{(4)})\omega_{4(2)} - \omega_{1(2)}] \eta_{13(2)}^{(4)}}{(1 + u_{13(2)}^{(4)} \eta_{13(2)}^{(4)})\omega_{4(2)} - \omega_{1(2)}}; \\ \eta_{43(3)} &= \frac{[(1 + u_{13(3)}^{(4)})\omega_{4(3)} - \omega_{1(3)}] \eta_{13(3)}^{(4)}}{(1 + u_{13(3)}^{(4)} \eta_{13(3)}^{(4)})\omega_{4(3)} - \omega_{1(3)}}; \dots; \\ \eta_{43(n)} &= \frac{[(1 + u_{13(n)}^{(4)})\omega_{4(n)} - \omega_{1(n)}] \eta_{13(n)}^{(4)}}{(1 + u_{13(n)}^{(4)} \eta_{13(n)}^{(4)})\omega_{4(n)} - \omega_{1(n)}}, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{4(3)}, \dots, \omega_{4(n)}$ – кутові швидкості водил, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходи́нки; $\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{1(3)}, \dots, \omega_{1(n)}$ – кутові швидкості сонячних зубчастих коліс, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходи́нки; $u_{13(1)}^{(4)}, u_{13(2)}^{(4)}, u_{13(3)}^{(4)}, \dots, u_{13(n)}^{(4)}$ – передаточні від-

ношення передач при зупиненому водилі, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходинки; $\eta_{13(1)}^{(4)}$, $\eta_{13(2)}^{(4)}$, $\eta_{13(3)}^{(4)}$, ..., $\eta_{13(n)}^{(4)}$ – ККД передач при зупиненому водилі, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходинки.

Якщо ведучою ланкою такої багатосходинкової зубчастої диференціальної передачі є епіцикл $Z_{(1)}$ першої сходинки, а веденою ланкою – водило $4_{(n)}$ n -ої сходинки, вираз для ККД $\eta_{4(1)-1(n)}$ такої передачі має вигляд:

$$\eta_{3(1)-4(n)} = \eta_{34(1)} \eta_{34(2)} \eta_{34(3)} \cdots \eta_{34(n)}, \quad (3)$$

де $\eta_{34(1)}$ – ККД першої сходинки; $\eta_{34(2)}$ – ККД другої сходинки; $\eta_{34(3)}$ – ККД третьої сходинки; ...; $\eta_{34(n)}$ – ККД n -ної сходинки.

ККД окремих сходинок визначається:

$$\begin{aligned} \eta_{34(1)} &= \frac{(\eta_{13(1)}^{(4)} + u_{13(1)}^{(4)})(\omega_{1(1)} + \omega_{3(1)}u_{13(1)}^{(4)})}{(1 + u_{13(1)}^{(4)})(\omega_{1(1)}\eta_{13(1)}^{(4)} + \omega_{3(1)}u_{13(1)}^{(4)})}; \\ \eta_{34(2)} &= \frac{(\eta_{13(2)}^{(4)} + u_{13(2)}^{(4)})(\omega_{1(2)} + \omega_{3(2)}u_{13(2)}^{(4)})}{(1 + u_{13(2)}^{(4)})(\omega_{1(2)}\eta_{13(2)}^{(4)} + \omega_{3(2)}u_{13(2)}^{(4)})}; \\ \eta_{34(3)} &= \frac{(\eta_{13(3)}^{(4)} + u_{13(3)}^{(4)})(\omega_{1(3)} + \omega_{3(3)}u_{13(3)}^{(4)})}{(1 + u_{13(3)}^{(4)})(\omega_{1(3)}\eta_{13(3)}^{(4)} + \omega_{3(3)}u_{13(3)}^{(4)})}; \dots; \\ \eta_{34(n)} &= \frac{(\eta_{13(n)}^{(4)} + u_{13(n)}^{(4)})(\omega_{1(n)} + \omega_{3(n)}u_{13(n)}^{(4)})}{(1 + u_{13(n)}^{(4)})(\omega_{1(n)}\eta_{13(n)}^{(4)} + \omega_{3(n)}u_{13(n)}^{(4)})}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\omega_{3(1)}$, $\omega_{3(2)}$, $\omega_{3(3)}$, ..., $\omega_{3(n)}$ – кутові швидкості епіциклів, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходинки; $\omega_{1(1)}$, $\omega_{1(2)}$, $\omega_{1(3)}$, ..., $\omega_{1(n)}$ – кутові швидкості сонячних зубчастих коліс, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходинки; $u_{13(1)}^{(4)}$, $u_{13(2)}^{(4)}$, $u_{13(3)}^{(4)}$, ..., $u_{13(n)}^{(4)}$ – передаточні відношення передач при зупиненому водилі, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходинки; $\eta_{13(1)}^{(4)}$, $\eta_{13(2)}^{(4)}$, $\eta_{13(3)}^{(4)}$, ..., $\eta_{13(n)}^{(4)}$ – ККД передач при зупиненому водилі, відповідно, першої, другої, третьої, ..., n -ної сходинки.

На рис. 2 показано двохсходинкову зубчасту диференціальну передачу, в якій водило другої сходинки $4_{(2)}$ з'єднано з епіциклом $Z_{(1)}$ першої сходинки, а керування швидкістю здійснюється за рахунок сонячних зубчастих коліс першої $1_{(1)}$ і другої $1_{(2)}$ сходинок за допомогою встановлених на них замкнутих гідросистем $6_{(1)}$ і $6_{(2)}$. Ведучою ланкою такої двохсходинкової зубчастої диференціальної передачі є



води́ло $4_{(1)}$ першої сходи́нки, а веде́ною ланкою – епіци́кл $3_{(2)}$ другої сходи́нки.

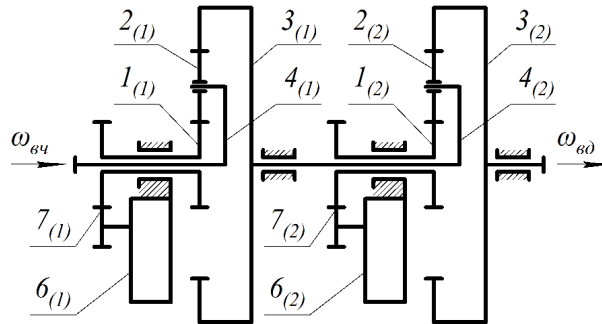


Рис. 2. Схема двохсходи́нкової диференціальної передачі з замкнутими гі́дросистемами з керування́ через сонячні зубчасті колеса

Вираз для ККД для такої передачі має вигляд:

$$\eta_{4(1)-3(2)} = \eta_{43(1)} \eta_{43(2)} \quad (5)$$

$$\eta_{43(1)} = \frac{[(1 + u_{13(1)}^{(4)})\omega_{4(1)} - \omega_{1(1)}] \eta_{13(1)}^{(4)}}{(1 + u_{13(1)}^{(4)} \eta_{13(1)}^{(4)})\omega_{4(1)} - \omega_{1(1)}}; \quad (6)$$

$$\eta_{43(2)} = \frac{[(1 + u_{13(2)}^{(4)})\omega_{4(2)} - \omega_{1(2)}] \eta_{13(2)}^{(4)}}{(1 + u_{13(2)}^{(4)} \eta_{13(2)}^{(4)})\omega_{4(2)} - \omega_{1(2)}}. \quad (7)$$

Якщо прийняти із [13], що

$$\omega_{4(2)} = \omega_{3(1)} = \frac{\omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) - \omega_{1(1)}}{u_{13(1)}^{(4)}} \quad (8)$$

і підставити у (7), а значення (6) і (7) підставити у (5) отримаємо вираз для визначення ККД для двохсходи́нкової зубчастої диференціальної передачі у пристрої зміни швидкості через сонячне зубчасте коло́со коли ведучим є води́ло, а ведени́м епіци́кл.

$$\eta_{4(1)-3(2)} = \frac{[(1 + u_{13(1)}^{(4)})\omega_{4(1)} - \omega_{1(1)}] \eta_{13(1)}^{(4)}}{(1 + u_{13(1)}^{(4)} \eta_{13(1)}^{(4)})\omega_{4(1)} - \omega_{1(1)}} \times \frac{\{(1 + u_{13(2)}^{(4)})[\omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) - \omega_{1(1)}] - \omega_{1(2)} u_{13(1)}^{(4)}\} \eta_{13(2)}^{(4)}}{(1 + u_{13(2)}^{(4)} \eta_{13(2)}^{(4)})[\omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) - \omega_{1(1)}] - \omega_{1(2)} u_{13(1)}^{(4)}}. \quad (9)$$

Для того, щоб більш наочно показати характер зміни ККД, вираз (9) запрограмований на ПЕОМ для таких параметрів: кутова швидкість ведучої ланки – води́ла $\omega_{4(1)} = 100 \text{ рад/с}$; передаточні відношення сходи́нок при зупиненому води́лі рівні та змінюються $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = 1,0 \dots 10$; кутові швидкості ланок керування – сонячних

зубчастих коліс $\omega_{1(1)} = \omega_{1(2)} = 0 \dots 50 \text{ рад/с}$ і ККД зубчастих передач при зупиненому водилі $\eta_{13(1)}^{(4)} = \eta_{13(2)}^{(4)} = 0,97$. Для цих даних побудовані графічні залежності ККД як функцію $\eta_{4(1)-3(2)} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{1(i)}, u_{13(i)}^{(4)}, \eta_{13(i)}^{(4)})$ показані на рис. 3.

Якщо ведучою ланкою такої двохсходинкової зубчастої диференціальної передачі є епіцикл $Z_{(1)}$ першої сходитки, а веденою ланкою – водило $4_{(2)}$ другої сходитки вираз для ККД буде

$$\eta_{3(1)-4(2)} = \eta_{34(1)} \eta_{34(2)} \quad (10)$$

$$\eta_{34(1)} = \frac{(\eta_{13(1)}^{(4)} + u_{13(1)}^{(4)}) (\omega_{1(1)} + \omega_{3(1)} u_{13(1)}^{(4)})}{(1 + u_{13(1)}^{(4)}) (\omega_{1(1)} \eta_{13(1)}^{(4)} + \omega_{3(1)} u_{13(1)}^{(4)})}; \quad (11)$$

$$\eta_{34(2)} = \frac{(\eta_{13(2)}^{(4)} + u_{13(2)}^{(4)}) (\omega_{1(2)} + \omega_{3(2)} u_{13(2)}^{(4)})}{(1 + u_{13(2)}^{(4)}) (\omega_{1(2)} \eta_{13(2)}^{(4)} + \omega_{3(2)} u_{13(2)}^{(4)})}. \quad (12)$$

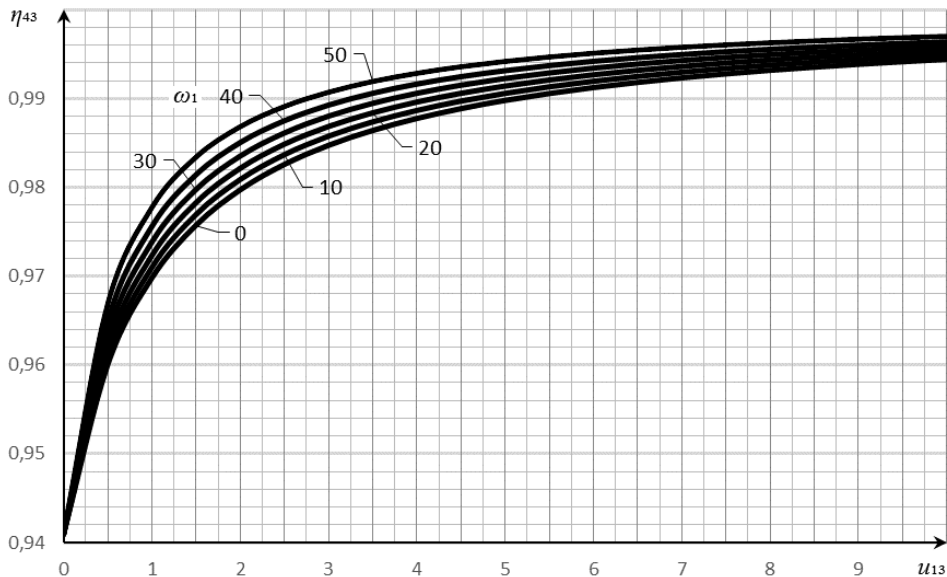


Рис. 3. Графічні залежності ККД у двохсходинковій зубчастій диференціальній передачі де ведучим є водило, а керування виконується через сонячне зубчасте колесо

Якщо із виразу (8) отримати, що

$$\omega_{4(1)} = \frac{\omega_{3(1)} u_{13(1)}^{(4)} + \omega_{1(1)}}{1 + u_{13(1)}^{(4)}} = \omega_{3(2)}. \quad (13)$$

і підставити (13) у (12), а значення (11) і (12) підставити у (10) після нескладних перетворень отримаємо вираз для визначення ККД для



двохсходинкової зубчастої диференціальної передачі у пристрої зміни швидкості через сонячне зубчасте колесо коли ведучим є епіцикл, а веденим водило.

$$\eta_{3(1)-4(2)} = \frac{(\eta_{13(1)}^{(4)} + u_{13(1)}^{(4)})(\omega_{1(1)} + \omega_{3(1)}u_{13(1)}^{(4)})}{(1 + u_{13(1)}^{(4)})(\omega_{1(1)}\eta_{13(1)}^{(4)} + \omega_{3(1)}u_{13(1)}^{(4)})} \times \frac{(\eta_{13(2)}^{(4)} + u_{13(2)}^{(4)})[\omega_{1(2)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) + (\omega_{3(1)}u_{13(1)}^{(4)} + \omega_{1(1)})u_{13(2)}^{(4)}]}{(1 + u_{13(2)}^{(4)})[\omega_{1(2)}\eta_{13(2)}^{(4)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) + (\omega_{3(1)}u_{13(1)}^{(4)} + \omega_{1(1)})u_{13(2)}^{(4)}]} \quad (14)$$

Для більшої наочності характеру зміни ККД у двоохсходинковій зубчастій диференціальній передачі від епіцикла до водила вираз (14) запрограмований для таких параметрів: кутова швидкість ведучої ланки – водила $\omega_{4(1)} = 100 \text{ рад/с}$; передаточні відношення сходинок при зупиненому водилі рівні та змінюються $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = 1,0 \dots 10$; кутові швидкості ланок керування – сонячних зубчастих коліс $\omega_{1(1)} = \omega_{1(2)} = 0 \dots 50 \text{ рад/с}$ і ККД зубчастих передач при зупиненому водилі $\eta_{13(1)}^{(4)} = \eta_{13(2)}^{(4)} = 0,97$. Для цих даних подібно побудовані графічні залежності ККД, що показані на рис. 4.

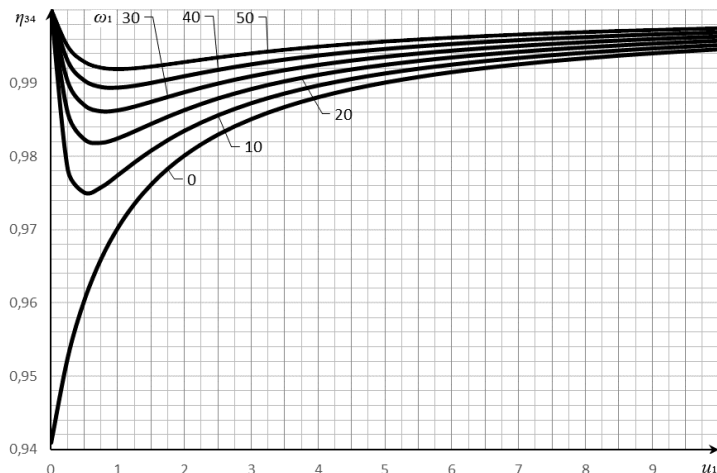


Рис. 4. Графічні залежності ККД у двоохсходинковій зубчастій диференціальній передачі коли ведучим є епіцикл, а керування виконується через сонячне зубчасте колесо

Висновки

1. Отримані аналітичні та графічні залежності ККД між ведучою і веденою ланками (водило і епіциклом, або навпаки) у багатосходинкових зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання, подані на рис. 3 і 5, наочно дозволяють переконатися про зміну зна-

чення ККД і оцінити його з точки зору самогальмування.

2. Із графіків (рис. 3) видно, що у зубчастій диференціальній передачі, де ведучою ланкою є водило, а веденою – епіцикл, ККД вищий ніж у простій передачі і істотно збільшується зі збільшенням кутової швидкості ланки керування та дещо зменшується зі збільшенням передаточного відношення.

3. Із графіків (рис. 4) видно, що у зубчастій диференціальній передачі, де ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – водило, ККД вищий ніж у простій передачі, дещо зменшується зі збільшенням передаточного відношення і збільшується зі збільшенням кутової швидкості ланки керування, а аналіз виразу 17 показує, що ККД не зменшується для даного квадранта до нуля і самогальмування неможливе.

1. Pawar P. V., Kulkarni P. R. Design of two stage planetary gear train for high reduction ratio // International Journal of Research in Engineering and Technology, Vol. 04, Iss. 06, eSAT Publishing House, Bangalore, India, 2015, pp. 150–157. 2. Bahk C.-J., Parker R. G. Analytical investigation of tooth profile modification effects on planetary gear dynamics // Mechanism and Machine Theory 70, 2013, Elsevier, pp. 298–319. 3. Uicker J. J., Pennock G. R., Shigley J. E. (2003), Theory of Machines and Mechanisms, Oxford University Press, New York, USA. 4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – 640 с. 5. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: Підручник / Я. Т. Кіницький. – К. : Наукова Думка, 2002. – 660 с. 6. Малащенко В. О. Класифікація способів и пристроїв керування процесом зміни швидкості в техніці / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса, 2015. – № 1. – С. 70–78. 7. Стрілець О. Р. Обґрунтування можливості керування змінами швидкості за допомогою зубчастих диференціальних передач / О. Р. Стрілець // Вісник інженерної академії України. – Київ : НАУ, 2015. – № 2. – С. 177–181. 8. 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 «Приводы и компоненты машин». – М., 2015. – № 4–5. – С. 7–10. 9. 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». – № 4 (80). – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 129–135. 10. Стрілець О. Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О. Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Хмельницького національного університету». – № 5(229).2015. – Хмельницький : ХНУ, 2015. – С. 68–72. 11. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою неповної диференціальної пе-



редачі через сателіт / О. Р. Стрілець // Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – № 4(72). – Рівне : НУВГП, 2015. – С. 138–148. **12.** 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. – Кременчук : КрНУ, 2015. – С. 87–92. **13.** 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. **14.** 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 університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : НУ «ЛП», 2016. – № 838. – С. 57–63. **15.** 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». – № 3(83). – Вінниця : 2016. – С. 109–116. **16.** Malashenko V. Metoda i urzadzenie do zmiany predkosci za pomoca obiegowej przekladni zebatej z zestawem stopniowanych kol planetarnich / PRACE NAUKOVE ITVL. // V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets. Zeszit 38, s. 5–11, 2016. **17.** Malashenko V. Method and device for speed change by the epicyclic gear train vith stepped-planet gear set / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // RESEARCH WORKS OF AFIT, Issue 38, p. 13–19, 2016. **18.** 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. **19.** 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. – № 2(18). – Минск : БелдорНИИ, 2016. – С. 102–108. **20.** Стрілець О. Р. Способи керування змінами швидкості у техніці / О. Р. Стрілець // Збірник тез. VIII-ої Міжнародної н-п конференції „Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси ІІРТК-2015. – Київ : 18...19 травня, 2015. – С. 220–221. **21.** Стрілець О. Р. Огляд і аналіз способів керування змінами швидкості в техніці 12-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові / О. Р. Стрілець //: тези. – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 28-29 травня 2015 року. – С. 196–197. **22.** 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”, том 1. – Тернопіль,

25-26 листопада 2015 року. – С. 234–235. **23.** Стрілець О. Р. Можливості багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами керувати швидкістю / О. Р. Стрілець // Збірник тез. ІХ-ої Міжнародної науково-практичної конференції „Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси ІРТК-2016. – Київ : НАУ, 17...18 травня 2016. – С. 234–236. **24.** Стрілець О. Р. Про визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою для керування змінами швидкості / 5-а Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» / О. Р. Стрілець // Тези. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 27-28 жовтня 2016 року. – С. 142–144. **25.** Малащенко В. О. Залежність коефіцієнта корисної дії зубчастої диференціальної передачі від передаточного числа і швидкості керування / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Тези конференції присвяченій 110-річчю С.Н. Кожевнікова, Національна металургійна академія України. – Дніпро, 2017. – С. 145–148. **26.** 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. – у №2006 05205; заявл. 12.05.06; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11, 2006 р. **27.** 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. – у № 2005 04847; заявл. 23.01.07; опубл. 19.08.07, Бюл. № 12, 2007 р. **28.** Пат. 28489 Україна, МПК B60/K17/06. Планетарна коробка передач / Стрілець О. Р.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – у №2007 09132; заявл. 09.08.07; опубл. 10.12.07, Бюл. № 20, 2007 р. **29.** 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. – у № 2016 00131; заявл. 04.01.16; опубл. 11.07.16, Бюл. № 13, 2016 р.

Рецензент: д.т.н., професор Кравець С. В. (НУВГП)

Strilets O. R., Candidate of Engineering (PH.D.), Associate Professor
(National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

**DETERMINING EFFICIENCY OF MULTI-STEP PLANETARY GEAR TRAIN
IN THE DEVICE FOR SPEED CHANGE MANAGEMENT THROUGH THE SUN
GEAR**



Efficiency considered of multi-step planetary gear train, when the driving link is the carrier of the first step, and the driven – the ring gear of the last step, or vice versa, and the control links are the sun gears of individual steps connected with the closed circuit hydrosystems. The obtained results have practical application in the design of new speed control devices in the engineering and allow to estimate the performance of multi-step planetary gear train in terms of energy losses and self-immersion and provide the basis for further research.

Keywords: efficiency coefficient, multi-step planetary gear train, speed change device, sun gear, satellite, ring gear, carrier, closed circuit hydrosystem.

Стрилец О. Р., к.т.н., доцент (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЗУБЧАТЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧ В УСТРОЙСТВЕ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ПОСРЕДСТВОМ СОЛНЕЧНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Рассмотрен КПД многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач, когда ведущим звеном есть водило первой ступени, а ведомым – эпицикл последней ступени, или на оборот, а звеньями управления есть солнечные зубчатые колеса отдельных ступеней, которые связаны с замкнутыми гидросистемами. Полученные результаты имеют практическое применение при проектировании новых устройств управления изменениями скорости в технике, позволяют оценить работу многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач с точки зрения самоторможения и являются подспорьем для дальнейших исследований.

Ключевые слова: коэффициент полезного действия (КПД), многоступенчатая зубчатая дифференциальная передача, устройство изменения скорости, солнечное зубчатое колесо, сателлит, эпицикл, водило, замкнутая гидросистема.
