

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЗУПИННИКА ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ У ВИГЛЯДІ ЗАМКНУТОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

У статті описана будова і принцип роботи зупинника обертального руху, який містить шестеренчастий гідронасос з всмоктувальним і напірним патрубками, причому на всмоктувальному патрубку поставлений зворотний клапан, а на напірному – регульовальний кран, розміщені в ємності з рідиною, утворюючи замкнуту гідросистему. Гідронасос зупинника обертального руху з'єднаний з валом, що потрібно зупинити. Вал обертається, коли гідронасос перекачує рідину при відкритому регульовальному крані. При закритому регульовальному крані вал зупинений, а у проміжку його кутова швидкість змінюється від максимального значення до нуля. Наведений тепловий розрахунок такої замкненої гідросистеми. На основі того, що максимальна стала температура рідини має не перевищувати 70°C, можна вибрати об'єм бака, поверхню теплоїддачі чи передбачити в гідросистемі теплообмінний пристрій.

Ключові слова: зупинник обертального руху, замкнута гідросистема, шестеренчастий гідронасос, всмоктувальний і напірний патрубки, тепловий розрахунок.

O. STRILETS

National University of Water And Environmental Engineering, Rivne, Ukraine

THERMAL CALCULATIONS OF THE ROTARY MOTION STOPPER IN THE FORM OF A CLOSED-LOOP HYDRAULIC SYSTEM

The aim of the research is to substantiate the need for cooling a closed-loop hydraulic system based on the balance of the amount of heat generated during operation and dissipated into the environment. An analysis of recent scientific publications shows that scientific works related to the use of volumetric hydraulic drives with gear pumps have little to do with closed-loop hydraulic systems and their thermal processes. These issues are waiting to be resolved. The article describes the structure and principle of operation of a rotary motion stopper, which contains a gear hydraulic pump, with suction and discharge pipes with a suction valve mounted on the suction pipe, and a control valve mounted on the discharge pipe, placed in a container with liquid forming a closed-loop hydrosystem. The hydraulic pump of the rotary motion stopper is connected to the shaft to be stopped. The shaft rotates when the hydraulic pump pumps liquid with the control valve open. When the control valve is closed, the shaft is stopped, and in between its angular velocity varies from the maximum value to zero. The thermal calculation of such a closed-loop hydraulic system has been given. Based on the fact that the maximum constant temperature of the liquid should not exceed 70°C, you can choose the volume of the tank, the heat transfer surface or provide a heat exchanger in the hydraulic system. Depending on the mechanical and geometrical parameters of a closed-loop hydraulic system, computer simulations have been used to calculate the temperature of the fluid moving during the rotation of the gear hydraulic pump and based on it you can select the required tank volume, heat transfer surface or provide a heat exchanger.

Key words: rotary motion stopper, closed-loop hydraulic system, gear hydraulic pump, suction and discharge pipes, thermal calculation.

Постановка проблеми

Гідропривід широко використовують у підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських і гірничих, машинах, на судах, літальних і підводних апаратах, на різному устаткуванні машинобудівних, металургійних, хімічних та інших виробництв. Це обумовлено його істотними перевагами, до яких варто віднести малу масу і габарити, розташування, низьку інерційність, що забезпечує хороші динамічні властивості, безступінчасте регулювання швидкості, зручність керування, можливість розгалуження потужності, застосування стандартизованих і уніфікованих складальних одиниць, можливість здійснення безступінчастої передачі обертального моменту, підвищення ККД машини і її довговічності в цілому та інші переваги.

Під час розробки зупинника вантажу [1, 2] і його удосконалення [3, 4] та застосування у зубчастому диференціалі, наприклад [5], з'явилась можливість розробити пристрій для керування змінами швидкості механічних приводів.

Аналіз останніх джерел

Розглянемо останні дослідження і публікації, присвячені об'ємному гідроприводу з шестеренчастими насосами [6–14].

В [6] описане експериментальне дослідження руху потоку гідравлічної рідини всередині шестеренного насоса, виходячи із його невеликої складності, високої надійності та простого обслуговування у використанні, створенні постійної швидкості потоку рідини і це обчислювальне дослідження рекомендується використовувати в якості методу для вивчення потоку рідини всередині різних об'ємних моделей, що застосовуються в галузі промислового гідравлічного приводу.

В [7] описана методика моделювання HYGESim, зовнішніх шестеренних насосів, що працюють з неньютоновими рідинами, що мають різні характеристики в'язкості, а також описано кілька порівнянь між результатами моделювання та експериментальними даними, отриманими для перевірки представленої методики.

В [8] розглядаються шестеренні гідронасоси еліптичного типу, з метою ефективного зменшення коливання потоку рідини за допомогою приводу змінної кутової швидкості, де аналізується вплив

ексцентричного співвідношення, кількості порядку розміщення та модуля роторів на витрату, потім на основі характеристик потоку насоса подається зовнішній не круговий зубчастий привід і, нарешті, створений прототип насоса, який доводить, що пульсація потоку може бути ефективно зменшена.

В [9] проведено тривимірне числове моделювання зовнішнього шестеренного насоса для вивчення впливу параметрів 3D геометричного проектування на експлуатаційні характеристики насоса такі, як витрата, внутрішнього тиску, локальної кавітації та пульсації тиску подачі. Метод (ISM) був використаний для імітації роботи насоса в екстремальних умовах з високою швидкістю обертання. Виявили, що максимальна витрата шестеренного насоса є функцією зазору наконечника передач і бічного зазору і за допомогою 3D моделі виділяється вплив бічного зазору на швидкість потоку.

В [10] запропоновано систематичну процедуру для визначення змінних навантажень збудження, що виникають внаслідок зміни тиску всередині зубцевих просторів у зовнішніх шестеренних насосах. Пропонується загальна методологія, для визначення сили тиску та компонентів обертального моменту вздовж трьох координатних осей. Навантаження під тиском, оцінені за цією процедурою, порівнюються з іншими методами і показують, що дана методологія здатна описати більш широкий спектр явищ, що беруть участь у визначенні всіх компонентів тиску та обертального моменту.

В [11] розглянуто проблему визначення відносної продуктивності прямозубих та косозубих зовнішніх шестеренних насосів (EGP) для передачі енергії рідиною. Це включає вирішення двох основних завдань роботи, параметризацію загальної конструкції EGP та кількісну оцінку її ефективності. Застосовуючи цю процедуру, генетичний алгоритм може продовжувати вдосконалюватися з покоління в покоління до тих пір, поки не буде визначений оптимальний набір конструкцій як для косо-, так і для прямозубих одиниць.

В [12–14] обґрунтоване використання шестеренчастих гідронасосів у пристроях зміни швидкості за допомогою зубчастих диференціалів з замкнутими гідросистемами, коли ланкою керування є сонячне зубчасте колесо, або епіцикл, або водило.

Із аналізу останніх публікацій видно, що наукові роботи пов'язані з застосуванням об'ємних гідроприводів з шестеренчастими насосами, мало пов'язані з замкнутими гідросистемами і їх тепловими процесами.

Мета роботи

Метою роботи є обґрунтування необхідності охолодження замкнутої гідросистеми на основі балансу кількості тепла, яке утворюється при роботі та яке розсіюється в атмосферу.

Виклад основного матеріалу

На рис. 1 показана схема замкнутої гідросистеми (гідралічного зупинника) для керування змінами швидкості через зубчастий диференціал [3], яка складається з шестеренчастого гідронасоса 1, трубопроводів 2, регулювального крана 3, зворотного клапана 4 і ємності для рідини 5.

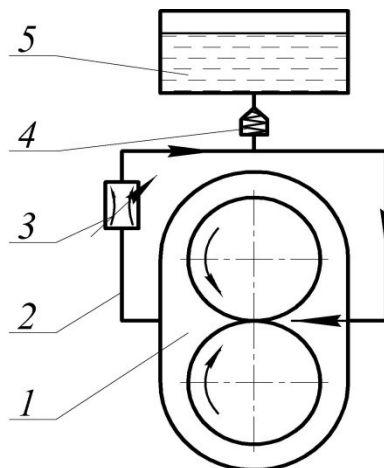


Рис. 1. Схема замкнутої гідросистеми для керування змінами швидкості у зубчастому диференціалі

На рис. 2 показана схема зупинника обертального руху [4], де він містить шестеренчастий гідронасос 1, з всмоктувальним 2 і напірним 3 патрубками. На всмоктувальному 2 патрубку поставлений зворотний клапан 4, а на напірному 3 патрубку встановлений регулювальний кран 5. Рідина 6 розміщена в ємності 7. Шестеренчастий гідронасос 1, з всмоктувальним 2 і напірним 3 патрубками та зворотним клапаном 4 і регулювальним краном 5 розміщені в ємності 7 з рідиною 6.

Замкнута гідросистема в обох випадках працює так. Шестеренчастий гідронасос перекачує рідину в замкнутій гідросистемі, коли регулювальний кран відкритий. Якщо регулювальний кран закритий, шестеренчастий гідронасос зупинений і, при цьому, ланка на якій встановлена замкнута гідросистема зупинена. Цей принцип роботи замкнутої гідросистеми використаний для керування змінами швидкості веденої ланки зубчастого диференціала в залежності від швидкостей ведучої ланки і ланки керування.

Тепловий розрахунок гідросистеми виконують для з'ясування умов роботи гідроприводу, уточнення об'єму масляного бака, а також для визначення необхідності застосування теплообмінників.

Мінімальна температура робочої рідини дорівнює температурі повітря навколишнього середовища. Максимальну температуру знаходять в результаті теплового розрахунку.

Підвищення температури робочої рідини насамперед пов'язано з внутрішнім тертям, особливо при дроселюванні рідини. Всі втрати потужності в гідросистемі в кінцевому рахунку перетворюються в теплоту, що акумулюється в рідині. Про все це наголошується в класичних і сучасних наукових літературних джерелах, наприклад, [15–19] та інших.

Кількість теплоти Q , одержаної гідросистемою в одиницю часу, відповідає втраченій в гідроприводі потужності і може бути визначена за формулою, кДж:

$$Q = (1 - \eta_{\text{заг}}) P_n K_n, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД гідроприводу; P_n – потужність приводу насоса, кВт; K_n – коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням. Для орієнтованого розрахунку можна прийняти $K_n = 0,75$.

При розрахунку гідросистеми потрібно знайти максимальну температуру рідини, °С, що досягається через одну годину роботи після початку експлуатації гідроприводу:

$$t_{\text{уст}} = t_{o.\text{max}} + \frac{Q}{KA}, \quad (2)$$

де $t_{o.\text{max}}$ – максимальна температура навколишнього середовища; K – коефіцієнт тепловіддачі поверхні гідроагрегатів ($K = 0,04$ кДж/м²·с·град); A – сумарна площа тепловипромінюючих поверхонь гідроприводу, м²:

$$A \approx 0,14 \sqrt[3]{W^2}, \quad (3)$$

де W – об'єм бака, л.

Підставимо (1) і (3) в (2) отримаємо:

$$t_{\text{уст}} = t_{o.\text{max}} + \frac{(1 - \eta_{\text{заг}}) P_n K_n}{0,14 K \sqrt[3]{W^2}}. \quad (4)$$

Вираз (4) запрограмований на ПК для наступних даних: $t_{o.\text{max}} = 20^\circ\text{C}$; $\eta_{\text{заг}} = 0,88 \dots 0,91$; $P_n = 0,5 \dots 10,0$ кВт; $W = 1,0 \dots 10,0$ л та отримані графічні залежності для температури рідини, що рухається в замкнутій гідросистемі. На рис. 3 і 4 наведені такі графічні залежності.

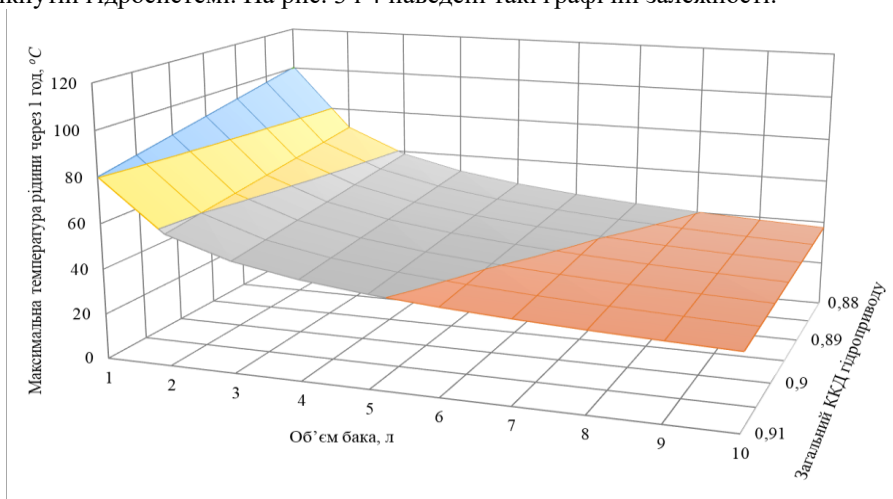


Рис. 3. Графічні залежності температури рідини $t_{\text{max}} = f(W, \eta_{\text{заг}})$

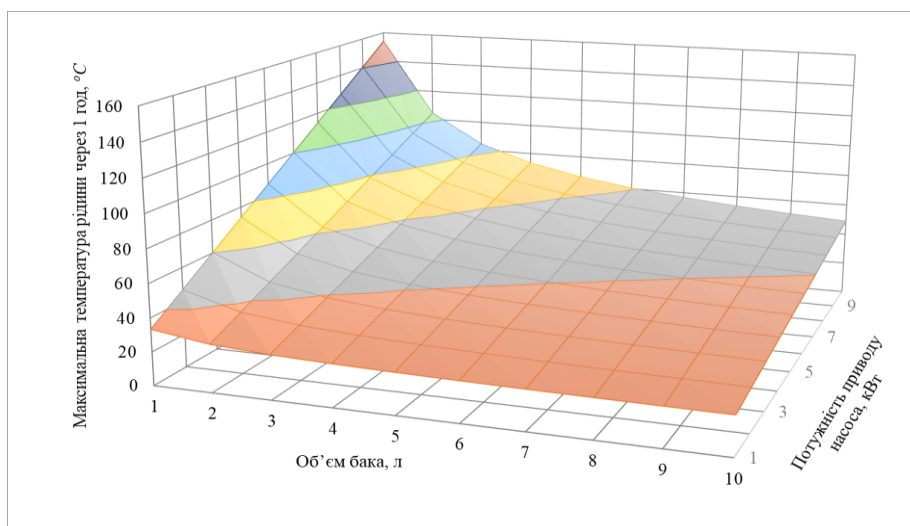


Рис. 4. Графічні залежності температури рідини $t_{\max} = f(w, P)$

Отримані графічні залежності дозволяють визначити максимальну температуру рідини. Керуючись тим, що максимальна стала температура рідини має не перевищувати 70°C , необхідно вибрати об'єм бака, поверхню тепловіддачі чи передбачити в гідросистемі теплообмінний пристрій.

Висновки

Залежно від механічних і геометричних параметрів замкнутої гідросистеми методом комп'ютерного моделювання побудовані графіки для розрахунку температури рідини, що рухається при обертанні шестеренчастого гідронасоса і орієнтуючись на неї можна вибрати необхідний об'єм бака, поверхню тепловіддачі чи передбачити теплообмінний пристрій.

Література

1. Пат. на изобретение № 2211796 Российской Федерации. МПК F 16 D 57/06. Останов для груза перемещаемого механизмом подъема / В.Н. Стрелец, Н.М. Куденко ; заявитель и патентообладатель Украинский государственный университет водного хозяйства и природопользования. – № 2001107699 ; заявл. 21.03.2001 ; опубл. 10.09.03, Бюл. № 25. – 3 с.
2. Пат. на винахід № 44135 України. МПК В 66 D 5/32. Вантажопорний зупинник / В.М. Стрілець, М.М. Куденко ; заявник і патентовласник Національний університет водного господарства та природокористування. – у № 2001 053400 ; заявл. 21.05.01 ; опубл. 15.03.05, Бюл. № 3. – 3 с.
3. Пат. на корисну модель № 144997 України. МПК F 66 D 57/06. Зупинник обертального руху / О.Р. Стрілець, В.О. Малащенко, В.М. Стрілець ; заявник і патентовласник Національний університет водного господарства та природокористування. – у № 2020 03635 ; заявл. 17.06.2020 ; опубл. 10.11.20, Бюл. № 21. – 3 с.
4. Заявка у № 2020 06424 на пат. на корисну модель України. МПК F 66 D 57/06. Зупинник обертального руху / О.Р. Стрілець, В.О. Малащенко, В.М. Стрілець ; заявник Національний університет водного господарства та природокористування. – заявл. 05.10.2020. – 3 с.
5. Пат. на корисну модель № 28489 України. МПК В 60 К 17/06. Планетарна коробка передач / О.Р. Стрілець ; заявник і патентовласник Національний університет водного господарства та природокористування. – у № 2007 09132 ; заявл. 09.08.07 ; опубл. 10.12.07, Бюл. № 20. – 3 с.
6. Scheaua Fănel. The Use Of Numerical Analysis In Order To Highlight The Fluid Dynamics Inside A Hydraulic Gear Pump Model / Scheaua Fănel // Journal of Industrial Design and Engineering Graphics. – 2015. – Vol. 10 (3). – P. 33–36.
7. Rituraj F. External gear pumps operating with non-Newtonian fluids: Modelling and experimental validation / F. Rituraj, A. Vacca // Mech. Syst. Signal Process. – 2018. – Vol. 106. – P. 284–302.
8. Dawei L. Flow fluctuation abatement of high-order elliptical gear pump by external noncircular gear drive / Liu Dawei, Ba Yanbo, Ren Tingzhi // Mechanism Theory. – 2019. – Vol. 134. – P. 338–348.
9. Yonghan Y. Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method / Yoon Yonghan, Park Byung-Ho, Shim Jaesool, Han Yong-Oun, Hong Byeong-Joo, Yun Song-Hyun // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 118 – P. 539–550.
10. Battarra M. A method for variable pressure load estimation in spur and helical gear pumps / M. Battarra, E. Mucchi // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2019. – Vol. 76–77. – P. 265–282.
11. Ransegnola T. A comparison of helical and spur external gear machines for fluid power applications: Design and optimization / T. Ransegnola, X. Zhao, A. Vacca // Mechanism and Machine Theory. – 2019. – Vol. 142, P. 103–106.
12. Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі через епіцикл / О.Р. Стрілець // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – № 4(80). – С. 129–135.

13. Стрілець О.Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчате колесо / О.Р. Стрілець // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2015. – № 5(229). – С. 68–72.
14. Стрілець О.Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через водило / О. Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного університету. – Кременчук : Кр.НУ, 2015. – Вип. 6(95). – С. 72–77.
15. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кириловский. – 2-е изд, перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
16. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы / Л.Б. Богданович. – К. : Вища шк., 1980. – 232 с.
17. Вильнер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и приводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов. – Минск : Вышэйша школа, 1976. – 416 с.
18. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода / В.В. Юшкин. – Минск : Выш. шк., 1982. – 93 с.
19. Мещишена Л.Г. Об'ємний гідропривід : методичні вказівки / Л.Г. Мещишена, Н.В. Ковальчук, Т.В. Руденко. – Кіровоград : КНТУ, 2010. – 68 с.

References

1. Pat. na izobrenenie № 2211796 Rossijskoj Federacii. MPK F 16 D 57/06. Ostanov dlya gruzu peremeshaemogo mehanizmom podema / V.N. Strelec, N.M. Kudenko ; zayavitel i patentoobladatel Ukrainskij gosudarstvennyj universitet vodnogo hozyajstva i prirodopolzovaniya. – № 2001107699 ; zayavl. 21.03.2001 ; opubl. 10.09.03, Byul. № 25. – 3 s.
2. Pat. na vynakhid № 44135 Ukrainy. MPK V 66 D 5/32. Vantazhoupornyj zupynnyk / V.M. Strilets, M.M. Kudenko ; zaiavnyk i patentovlasnyk Natsionalnyi universytet vodnogo hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. – u № 2001 053400 ; zaiavl. 21.05.01 ; opubl. 15.03.05, Biul. № 3. – 3 s.
3. Pat. na korynsnu model № 144997 Ukrainy. MPK F 66 D 57/06. Zupynnyk obertalnoho rukhu / O.R. Strilets, V.O. Malashchenko, V.M. Strilets ; zaiavnyk i patentovlasnyk Natsionalnyi universytet vodnogo hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. – u № 2020 03635 ; zaiavl. 17.06.2020 ; opubl. 10.11.20, Biul. № 21. – 3 s.
4. Zaiavka u № 2020 06424 na pat. na korynsnu model Ukrainy. MPK F 66 D 57/06. Zupynnyk obertalnoho rukhu / O.R. Strilets, V.O. Malashchenko, V.M. Strilets ; zaiavnyk Natsionalnyi universytet vodnogo hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. – zaiavl. 05.10.2020. – 3 s.
5. Pat. na korynsnu model № 28489 Ukrainy. MPK V 60 K 17/06. Planetarna korobka peredach / O.R. Strilets ; zaiavnyk i patentovlasnyk Natsionalnyi universytet vodnogo hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. – u № 2007 09132 ; zaiavl. 09.08.07 ; opubl. 10.12.07, Biul. № 20. – 3 s.
6. Scheaua Fănel. The Use Of Numerical Analysis In Order To Highlight The Fluid Dynamics Inside A Hydraulic Gear Pump Model / Scheaua Fănel // Journal of Industrial Design and Engineering Graphics. – 2015. – Vol. 10 (3). – P. 33–36.
7. Rituraj F. External gear pumps operating with non-Newtonian fluids: Modelling and experimental validation / F. Rituraj, A. Vacca // Mech. Syst. Signal Process. – 2018. – Vol. 106. – P. 284–302.
8. Dawei L. Flow fluctuation abatement of high-order elliptical gear pump by external noncircular gear drive / Liu Dawei, Ba Yanbo, Ren Tingzhi // Mechanism Theory. – 2019. – Vol. 134. – P. 338–348.
9. Yonghan Y. Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method / Yoon Yonghan, Park Byung-Ho, Shim Jaesool, Han Yong-Oun, Hong Byeong-Joo, Yun Song-Hyun // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 118 – P. 539–550.
10. Battarra M. A method for variable pressure load estimation in spur and helical gear pumps / M. Battarra, E. Mucchi // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2019. – Vol. 76–77. – P. 265–282.
11. Ransegnola T. A comparison of helical and spur external gear machines for fluid power applications: Design and optimization / T. Ransegnola, X. Zhao, A. Vacca // Mechanism and Machine Theory. – 2019. – Vol. 142, P. 103–106.
12. Strilets O.R. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoiu dyferentsialnoi peredachi cherez epitsykl / O.R. Strilets // Visnyk Ternopil'skoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. – Ternopil : TNTU, 2015. – № 4(80). – S. 129–135.
13. Strilets O.R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoiu dyferentsialnoi peredachi cherez soniachne zubchaste koleso / O.R. Strilets // Herald of Khmelnytskyi National University. – Khmelnytskyi : KhNU, 2015. – № 5(229). – S. 68–72.
14. Strilets O.R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoiu dyferentsialnoi peredachi cherez vodylo / O. R. Strilets // Visnyk Kremenchut'skoho natsionalnoho universytetu. – Kremenchuk : Kr.NU, 2015. – Vyp. 6(95). – S. 72–77.
15. Bashta T.M. Gidravlika, gidromashiny i gidropryvody: Uchebnik dlya mashinostroitelnykh vuzov / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov, O.V. Bajbakov, Yu.L. Kirilovskij. – 2-e izd, pererab. – M. : Mashinostroenie, 1982. – 423 s.
16. Bogdanovich L.B. Gidravlicheskie privody / L.B. Bogdanovich. – K. : Visha shk., 1980. – 232 s.
17. Vilner Ya.M. Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i privodam / Ya.M. Vilner, Ya.T. Kovalev, B.B. Nekrasov. – Minsk : Vyshejsja shkola, 1976. – 416 s.
18. Yushkin V.V. Osnovy rascheta obemnogo gidropryvoda / V.V. Yushkin. – Minsk : Vysh. shk., 1982. – 93 s.
19. Meshchyshena L.H. Obiemnyi hidropriyvid : metodychni vkazivky / L.H. Meshchyshena, N.V. Kovalchuk, T.V. Rudenko. – Kirovohrad : KNTU, 2010. – 68 s.

Надійшла / Paper received : 16.10.2020

Надрукована/Printed : 27.11.2020