

Д. В. БІБІК

СИНТЕЗ ГЕОМЕТРІЇ РОБОЧОГО КАНАЛУ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ ТИПУ ГОП-900

Однією із основних нерухомих частин гідрооб'ємної передачі типу ГОП-900 є блок цапфових розподільників (БЦР). Робочі канали блоку сполучають порожнини гідронасоса і гідромотора передачі, через які циркулює рідина під тиском, передаючи потік потужності. Геометрія робочих каналів впливає не тільки на гідравлічний коефіцієнт корисної дії (ККД) гідропередачі, а також на жорсткість блоку, яка, в свою чергу, обумовлює вибір номінального значення зазорів та, відповідно, об'ємний та механічний ККД. У роботі здійснена спроба параметризації та синтезу раціональної форми робочого каналу БЦР. Жорсткість останнього визначається за результатами визначення напружено-деформованого стану БЦР методом скінченних елементів. Як критерій раціональності форми обрано максимальне значення загального ККД гідропередачі.

Ключові слова: напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, радіальна гідрооб'ємна передача із кульковими поршнями, синтез, раціональна геометрія каналу, ККД

Д. В. БИБИК

СИНТЕЗ ГЕОМЕТРИИ РАБОЧЕГО КАНАЛА И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА ГОП-900

Одной из основных неподвижных частей гидрообъемной передачи типа ГОП-900 является блок цапфенных распределителей (БЦР). Рабочие каналы блока соединяют полости гидронасоса и гидромотора передачи, по которым циркулирует жидкость под давлением, передавая поток мощности. Геометрия рабочих каналов влияет не только на гидравлический коэффициент полезного действия (КПД) гидropередачи, а также на жесткость блока, которая, в свою очередь, обуславливает выбор номинального значения зазоров и, соответственно, объемный и механический КПД. В работе предпринята попытка параметризации и синтеза рациональной формы рабочего канала БЦР. Жесткость последнего определяется по результатам определения напряженно-деформированного состояния БЦР методом конечных элементов. В качестве критерия рациональности формы избран максимальное значение общего КПД гидropередачи.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, радиальная гидрообъемная передача с шариковыми поршнями, синтез, рациональная геометрия канала, КПД

D. BIBIK

SYNTHESIS OF THE WORKING CHANNEL GEOMETRY AND ITS EFFECT ON THE PERFORMANCE OF THE GOP-900 TYPE HYDROSTATIC TRANSMISSION

One of the main fixed parts of the hydrostatic transmission of the GOP-900 type is a block of trunnion distributors (BCR). Working channels of the block combine the cavities of the hydraulic pump and the transmission hydromotor through which the fluid circulates under pressure, transmitting a flow of power. The geometry of the working channels affects not only the hydraulic efficiency (efficiency) of the hydraulic transmission, but also the rigidity of the block, which, in turn, determines the choice of the nominal value of the gaps and, accordingly, the bulk and mechanical efficiency. The paper attempts to parametrize and synthesize the rational form of the working channel of the BCR. The rigidity of the latter is determined by the results of determining the stress-strain state of BCR by the finite element method. As the criterion of the form rationality the maximum value of the total efficiency of the hydraulic transmission is selected.

Keywords: stress-strain state, finite element method, radial hydrostatic transmission with ball pistons, synthesis, rational channel geometry, efficiency

Вступ. Одним із напрямків суттєвого підвищення показників рухливості гусеничних машин є впровадження ефективних безступінчастих трансмісій. Одним із можливих типів таких трансмісій є гідромеханічна трансмісія на основі гідрооб'ємних передач (ГОП), що працюють в паралельному потоці потужності. Ґрунтовний аналіз сильних та слабких сторін гідрооб'ємних механічних трансмісії (ГОМТ) здійснено у роботі [1], які, зокрема, мають наступні переваги:

- застосування ГОМТ забезпечує плавне безступінчасте регулювання передавального відношення трансмісії та швидкості руху, а також регулювання повороту з будь-яким радіусом, що значно підвищує керованість гусеничних машин;

- ГОМТ дозволяє роботу двигуна машини як у режимі максимальної потужності, так і в режимі мінімальної витрати палива у всіх швидкісних діапазонах руху;

- гусенична машина, оснащена ГОМТ, має кращу тягову характеристику порівняно з машиною, оснащеною традиційною ступінчастою

механічною трансмісією.

Спільними зусиллями Харківського конструкторського бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова, ЗАТ «НДІ Гідропривод» і Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» було створено інноваційну радіальну ГОМТ із кульковими поршнями типу ГОП-900 (рис. 1) [2]. Однією з головних переваг гідромашини радіального типу з кульковими поршнями є швидкохідність, а також той факт, що така гідропередача, що є системою з гідронасосом і гідромотором (ГН і ГМ), має приблизно на 30% меншу масу, ніж окремо мотори і насоси інших типів. Для гідропередачі типу ГОП-900 питання удосконалення методів аналізу, раціонального вибору матеріалів і конструктивних параметрів є й досі актуальним. Зокрема, актуальним є питання вибору зазорів між рядом контактуючих елементів та загальна оцінка ефективності гідропередачі. Ця стаття якраз і присвячена розгляду цих питань.

© Д.В. Бібік, 2019

Аналіз стану питання. Питання енергетичних характеристик, ефективності та втрат потужності гідропередач типу ГОП-900 досліджувалось колективом на чолі із проф. Самородовим В.Б. [3, 4].

Кількісною мірою ефективності гідропередачі може служити показник коефіцієнта корисної дії (ККД). При цьому, попередніми дослідженнями [5] встановлено, що в широкому діапазоні зміни робочих режимів гідропередачі її ККД є істотно нелінійною величиною.

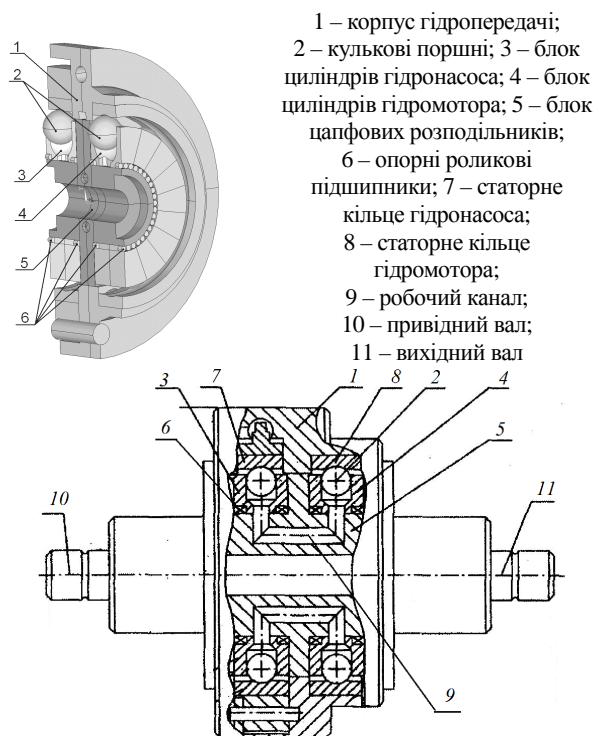


Рисунок 1 – Схема гідропередачі ГОП-900

Особливостями роботи гідропередачі типу ГОП-900 є наявність елементів, що рухаються один відносно одного у контактні через певний зазор із робочою рідиною під тиском. Насамперед – це пари кульковий поршень (поз. 2) – циліндр ГН/ГМ (поз. 3, 4), ротор ГН/ГМ (поз. 3, 4) та цапфові поверхні БЦР (поз. 5), які показані на рис. 1. Умовою безаварійної роботи гідропередачі є гарантована відсутність стикування цих елементів, для чого критичним є дотримання зазорів. Отже, враховуючи необхідні умови функціонування гідропередачі зі збереженням певних зазорів у цілому діапазоні роботи, для оцінки її ефективності має сенс обмежитися розглядом ККД на режимі максимального робочого тиску.

Як зазначено у [3], цей режим виникає, коли весь потік потужності двигуна передається до ведучого колеса одного борта з максимальним обертовим моментом.

Для визначення параметрів, що варіюються, та змінних стану в роботі застосовано основні положення узагальненого параметричного підходу, розробленого проф. Ткачуком М.А. [6].

Постановка задачі. Як робочу гіпотезу обрано припущення, що зміна конфігурації та площі поперечного перерізу робочих каналів БЦР має вплив як на згинальну жорсткість цапф, так і на показники ККД. Гіпотеза ґрунтується на попередніх дослідженнях автора, опублікованих раніше [7–9]. Перевірка гіпотези здійснюється шляхом багатоваріантного пошуку раціональної форми і площі поперечного перерізу. Показниками, що порівнюються, є: *ККД, згинальна жорсткість цапфи, максимальний рівень еквівалентних напружень в БЦР, маса БЦР, необхідне значення конструктивного зазору між ротором ГН/ГМ та цапфовою поверхнею БЦР.*

Матеріали складових частин гідропередачі та їх механічні властивості наведені у табл. 1.

Визначення напружено-деформованого стану елементів ГОП, згинальної жорсткості цапф, розподілу зазору здійснюється методом скінченних елементів за методикою, описаною у [9]. Вважається, що складові елементи деформуються лінійно та пружно.

Визначення ККД здійснюється згідно методики, що описана у роботах [7, 8].

Таблиця 1 – Матеріали складових елементів гідропередачі

Елем.	Матеріал (сталь)	Модуль пружності E , ГПа	Межа плинності σ_m , МПа	Коеф. Пуассона ν
БЦР	20Х2Н4А	203	1080	0,3
ротор ГМ/ГН	18Х2Н4МА	200	835	0,3
ролики	ШХ15СГ	211	370...410	0,3

Опис дослідження. Розглядаються 8 варіантів конфігурацій поперечного перерізу робочого каналу, які наведені на рис. 2. У базовій конструкції гідропередачі типу ГОП-900 робочі канали мають кругову форму із базовим діаметром $d = 20$ мм (варіант № 2). Як альтернативні варіанти пропонується канал зменшеного на 10% діаметру (варіант № 1) та канали з діаметром, збільшеним на 10% та 30% (варіанти № 3 та № 4 відповідно). Окрім кругових, розглядається варіант овальної форми каналу, який досліджувався розробниками гідропередачі (варіант № 5), а також пропонується нова конфігурація секторальної форми у 3 варіантах (варіанти №№ 6–8). Варіант № 8 є граничним і розглядається для порівняння з іншими. Загалом, порівняльні характеристики кожної моделі за площею перерізу каналу S , масою блоку цапфових розподільників, еквівалентного діаметру каналу (приведеного до каналу кругової форми), призначений конструктивний зазор за результатами обчислення відносних переміщень цапфових поверхонь блоку розподільників та відповідних поверхонь ротора наведені у табл. 2.

Режиму максимального крутного моменту відповідає максимальне значення робочого тиску $p_{max} = 35$ МПа та оборотів двигуна $n_{max} = 3200$ min^{-1} .

Як пропонується у роботі [4], під загальним ККД ГОМТ будемо розуміти добуток механічного ККД 1-ї і 2-ї гідромашини η_{1M} і η_{2M} (гідронасоса і гідромотора, відповідно), гідравлічного ККД $\eta_{Г}$ та об'ємного ККД η_{O} :

$$\eta_{ГОМТ} = \eta_{1M} \eta_{2M} \eta_{Г} \eta_{O} \quad (1)$$

Результати розрахунку НДС для кожного конструктивного варіанта використовуються для обчислення складових та загального ККД (рис. 3), визначення максимального рівня еквівалентних напружень та згинальної жорсткості цапфи (рис. 4), значення необхідного конструктивного зазору (рис. 5). По горизонтальній осі на графіках відкладено відповідний номер моделі.

Для визначення тенденцій зміни параметрів стану (маса БЦР, жорсткість цапфи, рівень напружень, значення зазору) в залежності від конфігурації перерізу робочого каналу (а саме – його площі), побудовані лінії чутливості у

безрозмірних координатах, приведених до базового значення відповідного показника, який відповідає моделі №2. Лінії чутливості наведено на рис. 6 та рис. 7 для кругового перерізу та секторального разом із овальним відповідно.

Із результатів обчислення ККД видно, що зміна конфігурації форми каналу впливає переважно на гідравлічний ККД, ніж на об'ємний або механічний. Беручи до уваги показники ККД, жорсткості, напружень та зазору, видається, що конструктивний варіант №7 є найбільш вигідним. При подальшому збільшенні площі каналу не відбувається істотного зростання ККД, водночас рівень максимальних напружень та конструктивних зазорів залишається співмірним із значеннями для моделей №№ 1–7. Натомість, подальше збільшення площі перетину призводить до значного зростання рівня напружень та зниження жорсткості цапфи, що тягне за собою необхідність значно збільшувати зазори.

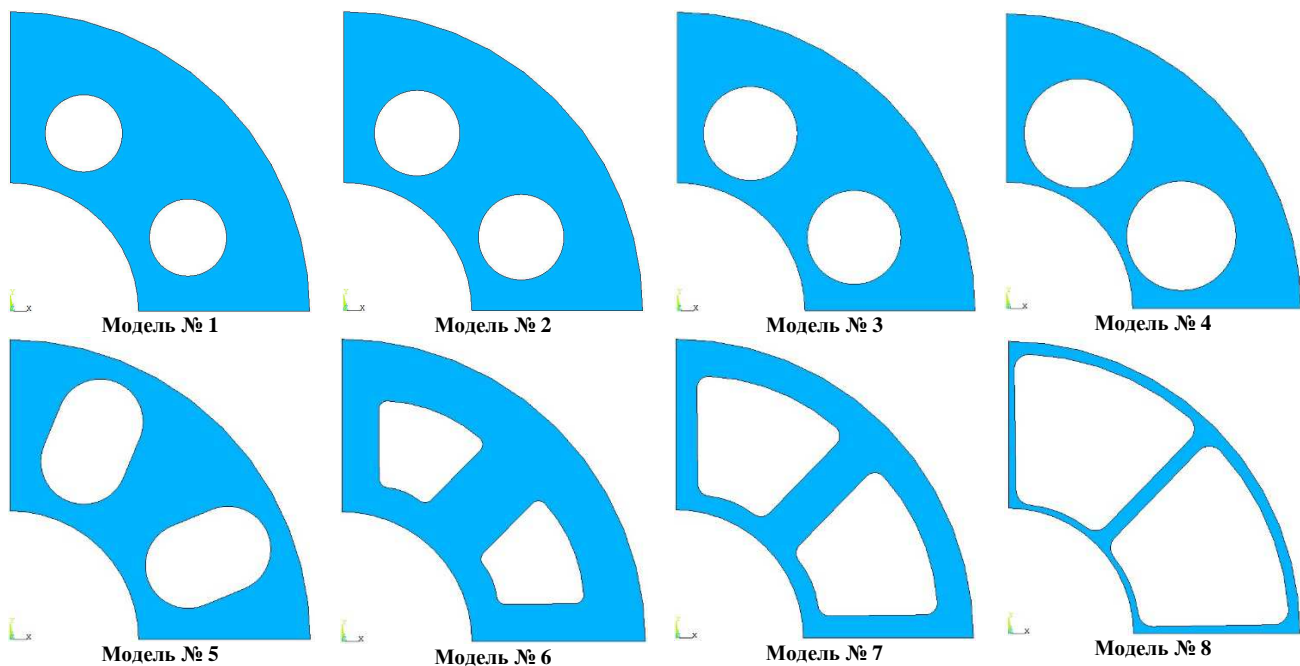


Рисунок 2 – Варіанти конфігурації робочого каналу

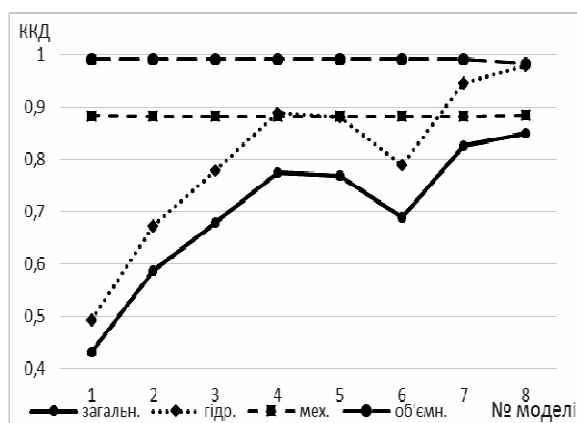


Рисунок 3 – Графіки зміни загального ККД і за складовими

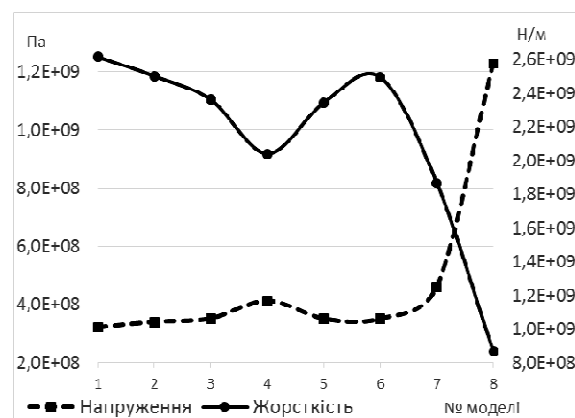


Рисунок 4 – Згинальна жорсткість цапфи та рівень напружень

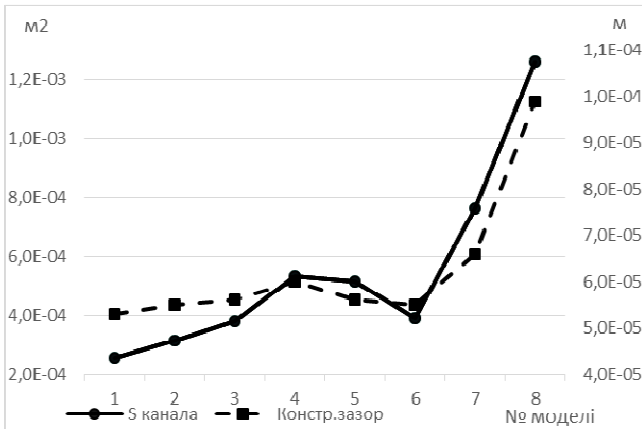


Рисунок 5 – Площа перерізу каналу та необхідний конструктивний зазор

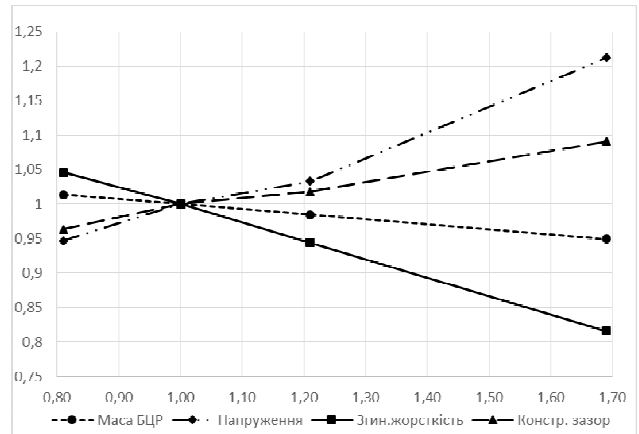


Рисунок 6 – Чутливість зміни параметрів стану від площі перерізу каналу – для кругового перерізу

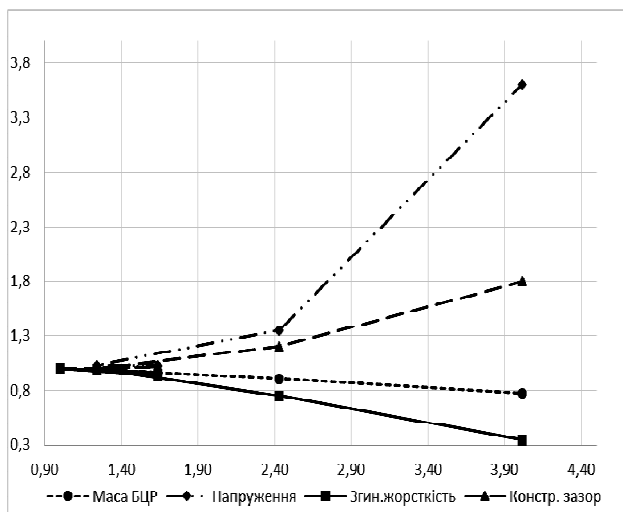


Рисунок 7 – Чутливість зміни параметрів стану від площі перерізу каналу – для овального та секторальних перерізів

Таблиця 2 – Атрибути варіанта конфігурації робочого каналу

№ моделі	S каналу, м ²	Маса БЦР, кг	Екв. діаметр каналу, мм	Констр. зазор, мкм
1	$2,54 \cdot 10^{-4}$	28,56	18	53
2	$3,14 \cdot 10^{-4}$	28,18	20	55
3	$3,8 \cdot 10^{-4}$	27,74	22	56
4	$5,31 \cdot 10^{-4}$	26,76	26	60
5	$5,14 \cdot 10^{-4}$	27,24	25,6	56
6	$3,89 \cdot 10^{-4}$	27,98	22,3	55
7	$7,63 \cdot 10^{-4}$	25,55	31,2	66
8	$12,62 \cdot 10^{-4}$	21,86	40,1	99

Висновки. Головним підсумком роботи є спроба синтезу раціональної форми перерізу робочого каналу БЦР, який би, з одного боку, давав можливість працювати гідромашинам у режимі максимального навантаження із якомога більшим показником ККД, а з іншого – через вибір значення необхідного конструктивного зазору забезпечував би безаварійну роботу гідропередачі.

Проте отримані значення мають лише рекомендаційний характер, оскільки у кінцевому результаті вибір конструктивних параметрів буде здійснюватися конструктором на основі всебічного аналізу конструкторських, технологічних, матеріалознавчих факторів, а не лише отриманого розподілу НДС.

Отримані криві чутливості можуть бути корисними для такої конструкторської та експертної оцінки.

Список літератури

1. Биби́к Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической

трансмиссии / Д.В. Биби́к // Интегрированные технологии та енергозбереження. Харьков, 2008. № 2. С.67–71.

2. Борисюк М.Д., Бусяк Ю.М., Аврунин Г.А., Большаков А.К., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. Новое поколение шарико-поршневых гидроредукторов. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2003. № 1. С.66–70.

3. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ / *Научно-технический отчет по этапу №1 договора №7/99 от 01.10.1999 г.* Харьков: НПО «Политехник», 2000. 242 с.

4. Самородов В.Б., А.В. Рогов, Н.С. Ярмак Математическое моделирование гидромеханических потерь и КПД в быстроходных гидрообъемных машинах с шаровыми поршнями. *Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»*. 2002. №10. С. 165–172.

5. О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / Под общ. ред. Е.С. Кисточкина. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. 256 с.

6. Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного

- описания. *Механіка та машинобудування*. 2006. № 1. С.57–79.
7. Бибик Д.В. Уточненная математическая модель потерь в радиальной гидрообъемной передаче с шариковыми поршнями. *Интегрированные технологии та енергозбереження* – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. № 4. С. 22–27.
 8. Бибик Д.В. Анализ потерь с учетом деформаций в радиальной гидрообъемной передаче с шариковыми поршнями. *Вестник БГТУ им. Шухова*. Белгород, 2014. № 3. С.72–75.
 9. Бибик Д.В., Деркач О.И., Федоров В.А., Яловол И.В. Методика моделирования совместного деформирования деталей, соединенных посредством тел качения. *Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»*. 2010, вып. 39. С. 11–16.
- References (transliterated)**
1. Bibik D.V. K voprosu o gidroob'emnoy mehanicheskoy transmissii // *Integrovani tehnologii ta energozberezhennija*, 2008, no.2., pp. 67–71.
 2. Novoe pokolenie shariko-porshnevnyh gidroperedach / Borisjuk M.D., Busyak Y.M., Avrunin G.A., Bolshakov A.K., Kabanenko I.V., Navil V.V. *Promyslova gidravlika I pnevmatika*, 2003, no. 1, pp.66–70
 3. Teoreticheskoe obosnovanie i vybor konstruktivnyh parametrov radialno-porshnevnyh gidromashin rabotayushih v sostave GOMT gusenichnyh mashyn i razrabotka systemy avtomaticheskogo upravlenija dvizheniem gusenichnyh mashin s GOMT. *Nauchno-tehnicheskij otchet po etapu № 1 dogovora № 7/99 ot 01.10.1999 g. Harkov: NPO Politehnik*, 2000. 242 p.
 4. Samorodov V.B. Matematicheskoe modelirovanie gidromehaničeskikh poter s KPD v bystrohodnyh gidroob'emnyh mashinah s sharovymi porshnyami / Samorodov V.B., Rogov A.V., Yarmak N.S. *Vestnik Nacionalnogo tehnicheskogo universiteta «Harkovskiy politehnicheskij institut»*. 2002, no. 10, pp. 165–172.
 5. *Ob'emnye gidromehaničeskije peredachi: Raschet i konstruirovanie*; Pod obshh. red. E.S. Kistochkina./ Babaev O.M., L.N. Ignatov, E.S. Kistochkin [i dr.] L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1987. 256 p.
 6. Tkachuk N.A., Gritsenko G.D., Chepurnoy A.D., Orlov E.A., Tkachuk N.N. Konechno-elementnye modeli elementov slozhnyh mehanicheskikh system: tehnologia avtomatizirovannoy generacii I avtomatizirovannogo opisaniya. *Mexanika ta mashinobuduvannija*, 2006, no. 1, pp.57–59.
 7. Bibik D.V. Utochnennaja matematicheskaja model' poter' v radialnoj gidroob'emnoj peredache s sharikovymi porshnjami / Bibik D.V. // *Integrovani tehnologii ta energozberezhennija*, 2012, no. 4., pp. 22–27
 8. Bibik D.V. Analiz poter s uchetom deformacij v radialnoj gidroobyemnoj peredache s sharikovymi porshnyami. *Vestnik BGTU im. Shuhova*. Belgorod, 2014, no. 3, pp. 72–75.
 9. Bibik D.V., Derkach O.I., Fedorov V.A., Jalovol I.V. Metodika modelirovanija sovmestnogo deformirovanija detalej, soedinennyh posredstvom tel kachenija. *Vestnik NTU "KhPI"*, 2010, vol. 39, pp. 11–16.
- Поступила (received) 21.11.2018*

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бібік Дмитро Вікторович (Бибик Дмитрий Викторович, Bibik Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3896-699X>.