

**М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, А. І. ЛІПЕЙКО, Б.Я. ЛИТВИН, О. М. РІКУНОВ,
М. С. САВЕРСЬКА, Г. В. ТКАЧУК, В. І. СЕРИКОВ**
**ОБґРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ГІДРОПЕРЕДАЧ ПЕРСПЕКТИВНИХ ТАНКОВИХ
ТРАНСМІСІЙ НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КУЛЬКОВОГО
ПОРШНЯ ІЗ БІГОВОЮ ДОРІЖКОЮ**

З метою забезпечення високих технічних характеристик гідрооб'ємних передач для оснащення перспективних танкових трансмісій здійснено дослідження напружено-деформованого стану кулькових поршнів. Ці поршні перебувають у контактній взаємодії зі статорним кільцем. Для визначення напружено-деформованого стану кулькових поршнів розроблено скінченно-елементну модель із варійованими проектними параметрами. Для моделювання контактної жорсткості поверхневого шару введено проміжний шар із варійованим модулем пружності матеріалу. У ході досліджень варіюється також притискне зусилля кулькового поршня до бігової доріжки. На основі аналізу результатів розрахунків установлені закономірності впливу варійованих параметрів на міцність кулькових поршнів. Розроблені рекомендації стосовно підвищення рівня технічних рішень.

Ключові слова: міцність; перспективні танкові трансмісії; гідрооб'ємна передача; кульковий поршень; бігова доріжка; напружено-деформований стан; контактна взаємодія

**Н. Н. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. И. ЛИПЕЙКО, Б.Я. ЛИТВИН, О.Н. РИКУНОВ,
М. С. САВЕРСКАЯ, А. В. ТКАЧУК, В. И. СЕРИКОВ**
**ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ГИДРОПЕРЕДАЧ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ТАНКОВЫХ ТРАНСМИССИЙ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШАРОВОГО ПОРШНЯ С БЕГОВОЙ ДОРОЖКОЙ**

С целью обеспечения высоких технических характеристик гидрообъемных передач для оснащения перспективных танковых трансмиссий проведено исследование напружено-деформированного состояния шариковых поршней. Эти поршни находятся в контактном взаимодействии со статорным кольцом. Для определения напряженно-деформированного состояния шариковых поршней разработана конечно-элементная модель с варьируемыми проектными параметрами. Для моделирования контактной жесткости поверхностного слоя введен поверхностный слой с варьируемым модулем упругости материала. В ходе исследований варьируется также прижимное усилие шарикового поршня к беговой дорожке. На основе анализа результатов расчетов установлены закономерности влияния варьируемых параметров на прочность шариковых поршней. Разработаны рекомендации по повышению уровня технических решений.

Ключевые слова: прочность; перспективные танковые трансмиссии; гидрообъемная передача; шариковый поршень; беговая дорожка; напряженно-деформированное состояние; контактное взаимодействие

**М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСКИЙ, А. ЛИПЕЙКО, В. ЛЫТВИН, О. РИКУНОВ,
М. САВЕРСКА, Г. ТКАЧУК, В. СИЕРЬКОВ**
**JUSTIFICATION OF TECHNICAL SOLUTIONS FOR HYDROSTATIC DRIVE
OF ADVANCED TANK TRANSMISSIONS ON THE BASIS OF MODELING
OF BALL PISTON CONTACT INTERACTION WITH A BEARING TRACK**

A study of the stress-strain state of ball pistons was made in order to ensure the high technical characteristics of hydrostatic drives for equipping of advanced tank transmissions. These pistons are in contact with a stator ring. A finite element model with variable design parameters has been developed to determine the stress-strain state of ball pistons. A surface layer with a variable modulus of material elasticity is introduced to simulate the contact stiffness of surface layer. The hold down pressure of the ball piston against the bearing track also varies during research. The regularities of variable parameters influence on the strength of ball pistons are established basing on the analysis of the calculation results. Recommendations to increase the level of technical solutions have been developed.

Key words: strength; advanced tank transmissions; hydrostatic drive; ball piston; bearing track; stress-strain state; contact interaction

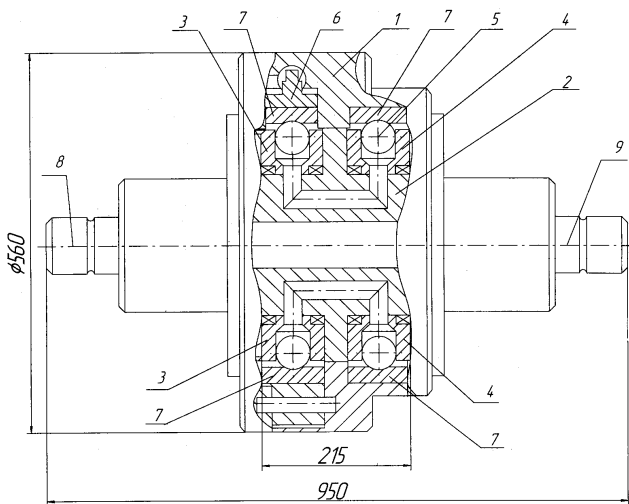
Вступ. На сьогоднішній час одним із напрямків підвищення рухливості важких бойових броньованих машин (ББМ), зокрема, вітчизняних танків, є модернізація танкових трансмісій. Серед перспективних варіантів – застосування радіальних гідрооб'ємних передач (ГОП) із кульковими поршнями. Базові технічні рішення для цих гідрооб'ємних передач описані у [1], а сама ГОП представлена як комерційний продукт Державним підприємством «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова» (ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова») [www.morozov.com.ua] (рис. 1). Виходячи із того, що для таких радіальних гідрооб'ємних передач «вузьким місцем» є міцність кулькових поршнів у контактній взаємодії із біговими доріжками, то саме у цьому напрямку необхідно відшукувати шляхи поліпшення технічних характеристик ГОП.

Аналіз існуючих технічних рішень та методів дослідження міцності елементів радіальних гідрооб'ємних передач. Серед широкого різноманіття технічних рішень радіальних гідрооб'ємних передач [1–8] унікальними характеристиками володіє ГОП-900 [1,

2]. Це зумовлено тим, що для компоновки моторно-трансмісійного відділення характерні жорсткі обмеження на габарити трансмісії. Враховуючи тенденції до зростання потужності танкових двигунів, очікуваним є підвищення інтенсивності навантажень, які проходять через трансмісії. Тому актуальним є дослідження робочих процесів, контактної взаємодії та міцності елементів гідрооб'ємних передач [2–8]. Так, у роботі [3] розроблено методику оптимізації зазорів у рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування на основі максимізації запропонованої цільової функції. У статті [4] запропоновано методику проведення експериментального дослідження повнопоточної гідрооб'ємної передачі на стенді з електродвигуном і навантажувачим пристроєм. Описано вимірювальний комплекс, що складається з датчиків і аналого-цифрового перетворювача. Представлені структурна та гідравлічна

© М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, А. І. Ліпейко, Б. Я. Литвин, О. М. Рікунов, М. С. Саверська, Г. В. Ткачук, В. І. Сериков, 2019

схеми експериментального стенду.



1 – корпус; 2 – блок цапфових розподільчів; 3 – блок циліндрів насоса (ротор); 4 – блок циліндрів гідромотора (ротор); 5 – кульковий поршень; 6 – статор насоса; 7 – обойми (бігові доріжки) насоса та гідромотора; 8 і 9 – вхідний і вихідний вали гідропередачі

Рисунок 1 – Гідропередачі ГОП-900 із кульковими поршнями [1]

У роботі [5] викладено метод діагностики циліндро-поршневої пар насоса радіально-поршневої гідромашини. У якості діагностичних параметрів прийняті експериментальні дані про вібрації статора насоса, що володіють високою інформативністю, простотою одержання й обробки. Метод базується на універсальній математичній моделі динамічних процесів у насосі радіально-поршневої гідромашини з кульковими поршнями, що враховує інерційні властивості кулько-поршнів, статора, пружні властивості рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиски підживлення у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора. Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

У статті [6] розглянуто стан розвитку гідрооб'ємних передач радіального типу із кульковими поршнями на сучасному етапі. Проаналізовано повноту вивчення питань конструювання гідрооб'ємних трансмісій типу ГОП-900 та визначено напрямки подальших досліджень із пошуку їх раціональних конструктивних параметрів. У статті [7] наведено відомості, що ілюструють підвищення показників рухливості гусеничних машин внаслідок застосування радіальних гідрооб'ємних механічних трансмісій з кульковими поршнями. Представлений аналіз втрат у гідрооб'ємній передачі. Запропоновано уточнену математичну модель для підрахунку втрат, що враховує деформування деталей. Показано вплив уточненої моделі на точність результатів. Отримано обґрунтування застосування даної моделі для використання при оптимізації конструктивних параметрів гідрооб'ємної передачі.

У книзі [8] детально викладені методи конструювання і розрахунку різних типів передач тракторів і

наведені необхідні для розрахунку довідкові матеріали.

Серед цих робіт варто звернути увагу на те, що більшість із них присвячена аналізу або навантаженості та напружено-деформованого стану елементів конструкцій гідрооб'ємних передач, які не містять, як правило, кулькових поршнів, або, в основному, – тільки окремим робочим процесам у ГОП із кульковими поршнями, проте не стосовно їх міцності. Разом із тим низка робіт [9–12] спрямована на вирішення проблемних питань стосовно саме міцності кулькових поршнів. Тому доцільно розвивати саме цей напрямок. Він спирається на застосування методу скінченних елементів (МСЕ), методу граничних елементів (МГЕ) та методу скінчених різниць тощо [13–15]. Разом із тим, враховуючи специфіку конструкції гідрооб'ємних передач із кульковими поршнями, для яких характерним є малий зазор між складнопрофільними тілами (кульковий поршень та торовидна поверхня бігової доріжки), важливу роль починають відігравати такі мікромеханічні чинники як податливість, що зумовлена шорсткістю поверхонь цих тіл. Для урахування цих чинників у низці робіт [10–17] запропоновано новий підхід на основі модифікації варіаційного принципу Калькера [16]. Цей підхід позбавлений низки недоліків традиційних моделей та методів. Тому доцільне його застосування для дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл із урахуванням податливості поверхневих шарів його поверхонь.

Мета роботи – дослідження впливу властивостей поверхневих шарів контактуючих складнопрофільних тіл на розподіл контактної тиску та напружено-деформований стан на прикладі кулькових поршнів радіальних гідрооб'ємних передач із урахуванням контактної взаємодії із біговою доріжкою статора гідропередачі ГОП-900.

Моделі контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою гідропередачі ГОП-900. Гідропередачі ГОП-900 [1] для оснащення важких гусеничних машин конструкції ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова» як базовий елемент містить блок циліндрів, у якому розташовано дев'ять кулькових поршнів (у гідронасосі та гідромоторі) (див. рис. 1), під дією тиску робочої рідини та відцентрових зусиль відбувається притискання поршня до статорного кільця (рис. 2).

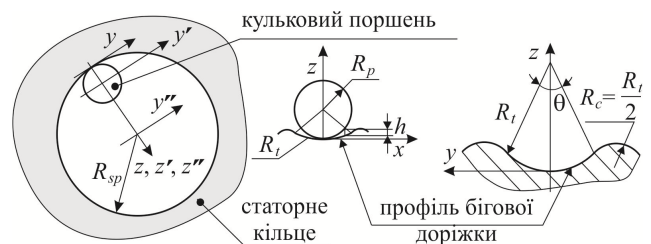


Рисунок 2 – До розрахункової схеми контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою статорного кільця радіальної ГОП-900 гусеничних машин

Складний рельєф бігової доріжки статорного кільця призводить до формування контактної плями у

вигляді фігури складної форми. Ця форма та її розміри залежать, зокрема, від властивостей поверхневого шару матеріалу контактуючих тіл та величини притисної сили. Ці параметри й були обрані як варійовані у ході досліджень, описаних у роботі.

Чисельний аналіз напружено-деформованого стану трансмісії гідропередачі для важких гусеничних машин. Одним із чинників, які стримують досягнення високих робочих режимів роботи ГОП-900, є міцність кулькового поршня під час взаємодії із профільованою біговою доріжкою статора (див. рис. 1, 2).

У роботах [10-12] описані деякі аспекти дослідження контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою ГОП-900. Визначався розподіл контактної тиску у цьому sprzęженні залежно від низки конструктивних, технологічних та експлуатаційних параметрів. Зокрема, мова йшла про форму зазору між поршнем та біговою доріжкою, про шорсткість поверхневих шарів sprzęжених деталей, а також притисне зусилля поршня до бігової доріжки P (залежно від величини внутрішнього тиску робочої рідини у циліндрі ГОП-900). Разом із тим вплив шорсткості поверхневих шарів здійснено у недо-

статньому обсязі. Крім того, потребує додаткового дослідження напружено-деформований стан поршня та бігової доріжки ГОП-900, що визначає їх міцність. Відповідно, у цій роботі поставлені та розв'язані наступні задачі.

Вплив контактної жорсткості проміжного шару на закон розподілу та рівень контактної тиску між кульковим поршнем та біговою доріжкою ГОП-900. Розв'язана за допомогою МСЕ та МГЕ задача про контакт без тертя кулькового поршня та бігової доріжки гідропередачі. У табл. 1 наведені розподіли контактної тиску при варіюванні контактної жорсткості поверхневих шарів у sprzęженні гідрооб'ємної передачі ГОП-900.

Із аналізу наведених результатів випливає, що раціональним варіантом обробки поверхонь є полірування із доведенням контактної жорсткості сталевих поршня та бігової доріжки до 10^{14} Н/м. Це відповідає шорсткості на рівні $R_a \approx 0,8$ мкм.

Таблиця 1 – Розподіл контактної тиску у sprzęженні «поршень – бігова доріжка» гідрооб'ємної передачі ГОП-900 при значенні контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова) при різних значеннях притисної сили P , кН

Варіанти досліджень	Притисна сила, кН					
	50		100		200	
1 Базовий варіант						
2 із шаром шорсткості, у 2 рази нижчою, ніж базова						
3 із шаром шорсткості, у 100 разів нижчою, ніж базова						

Віріанти досліджень	Притискна сила, кН					
	50		100		200	
4 із шаром шорсткості, у 20 разів нижчою, ніж базова						
5 із шаром шорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова						
6 із шаром шорсткості, у 5 разів нижчою, ніж базова						

Аналіз наведених розподілів дає підстави для висновку про те, що зі зменшенням контактної жорсткості контактна площадка зростає, рівень контактного тиску знижується, а його максимум зміщується від центру до периферії. Це, в свою чергу, дає можливість ставити задачу про оптимізацію вимог до технологічних операцій обробки поверхневих шарів поршня та бігової доріжки.

Аналіз міцності кулькового поршня гідروб'ємної передачі ГОП-900. У табл. 2–11 наведені картини розподілу компонент напружено-деформованого стану та еквівалентних за Мізесом напружень у кульковому поршні гідроб'ємної передачі ГОП-900 при варіюванні тих же параметрів, що і при розв'язанні задачі, описаної вище.

Таблиця 2 – Розподіли повних переміщень та еквівалентних напружень за Мізесом у гідроб'ємній передачі ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, №1, див. табл.1) за різних значеннях притискної сили P, кН

Притискна сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50				
100				

Притиска сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
200				

Таблиця 3 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень P , кН

Прити- ска сила, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						
200						

Таблиця 4 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень притисної сили

Прити- ска сила, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						
200						

Таблиця 5 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень притисної сили P , кН

Притисна сила, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	42,938 Max -20 -145 -280 -415 -550 -650 -800 -950 -1426,5 Min		183,86 Max 100 -300 -500 -700 -900 -1100 -1400 -1700 -1975,9 Min		34,606 Max -50 -250 -450 -650 -850 -1000 -1200 -1400 -1829,1 Min	
100	137,03 Max -90 -310 -530 -750 -950 -1100 -1300 -1600 -1888,3 Min		222,31 Max 100 -230 -550 -850 -1100 -1400 -1700 -2100 -2540,5 Min		69,227 Max -200 -470 -740 -1000 -1200 -1500 -1800 -2100 -2380,4 Min	
200	178,37 Max -150 -450 -750 -1000 -1350 -1700 -2000 -2400 -2816,4 Min		435,87 Max 100 -300 -700 -1100 -1500 -1900 -2400 -3000 -3469,1 Min		138,48 Max -200 -500 -800 -1100 -1500 -1900 -2300 -2800 -3112,8 Min	

Таблиця 6 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень притисної сили P , кН

Притисна сила, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	144,76 Max 100 70 40 10 -20 -50 -70 -100 -130,15 Min		477,48 Max 400 300 200 100 50 10 -50 -100 -133,45 Min		84,105 Max 70 50 40 30 20 10 5 -10 -20 -37,494 Min	
100	448,19 Max 350 280 200 120 50 -20 -60 -140 -169,31 Min		663,07 Max 570 480 390 300 200 100 50 -20 -80 -124,9 Min		167,33 Max 140 110 80 50 25 5 -20 -40 -63,057 Min	
200	701,64 Max 500 350 250 140 30 -80 -200 -300 -404,52 Min		866,02 Max 700 550 440 300 200 100 50 10 -100 -180,74 Min		294,99 Max 250 200 150 100 50 10 -30 -70 -112,6 Min	

Таблиця 7 – Розподіли повних переміщень (мм) та еквівалентних напружень за Мізесом (МПа) у гідрооб'ємній передачі ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притисної сили P , кН

Притисна сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	0,084801 Max 0,075 0,066 0,057 0,048 0,038 0,029 0,019 0,01		1961,5 Max 1100 920 800 700 550 410 270 130 0,002943 Min	

Притиска сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
100				
200				

Таблиця 8 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притискової сили

Прити- ска сила, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						
200						

Таблиця 9 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притискової сили

Прити- ска сила, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						

P, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
200	63,773 Max -60 -150 -200 -350 -500 -600 -700 -900 -1113,1 Min		98,899 M 80 -50 -150 -250 -360 -470 -580 -690 -796,78 F		334,6 Max 250 150 70 10 -40 -100 -160 -220 -273,18 Min	

Таблиця 10 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900(показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притисної сили

P, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	42,595 Max -20 -145 -280 -415 -550 -650 -800 -950 -1393,7 Min		167,09 M 100 -300 -500 -700 -900 -1100 -1400 -1700 -1920,3 M		34,06 M -50 -250 -450 -650 -850 -1000 -1200 -1400 -1784,2 M	
100	136,03 Max -90 -310 -530 -750 -950 -1100 -1300 -1600 -1857,3 Min		195,98 M 100 -230 -550 -850 -1100 -1400 -1700 -2100 -2485,5 M		69,227 M -200 -470 -740 -1000 -1200 -1500 -1800 -2100 -2339,4 M	
200	179,31 Max -150 -450 -750 -1000 -1350 -1700 -2000 -2400 -2754,4 Min		365,96 M 100 -300 -700 -1100 -1500 -1900 -2400 -3000 -3392,8 M		138,48 Max -200 -500 -800 -1100 -1500 -1900 -2300 -2800 -3074,6 Min	

Таблиця 11 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№5, див. табл.1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притисної сили

P, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	141,09 Max 100 70 40 10 -20 -50 -70 -100 -114,1 Min		460,99 Max 400 300 200 100 50 10 -94,049 Min -100		78,169 Ma 70 50 40 30 10 5 -10 -20 -36,823 Mi	
100	448,43 Max 350 280 200 120 50 -20 -60 -140 -199,64 Min		649,22 Max 570 480 390 300 200 100 50 -80 -129,4 Min		167,09 Max 140 110 80 50 25 5 -20 -40 -62,06 Min	
200	714,63 Max 500 350 250 140 30 -80 -200 -300 -354,9 Min		853,62 Max 700 550 440 300 200 100 10 -100 -159,93 Min		278,82 Ma 250 200 150 100 50 10 -30 -70 -110,46 Mi	

Аналіз розподілів контактної тиску та напружень у парі «кульковий поршень – статорне кільце» гід्रोоб'ємної передачі ГОП-900. Як видно із наведених результатів, при варіюванні притискної сили та властивостей проміжного шару між кульковим поршнем та статорним кільцем радіальної гід्रोоб'ємної передачі ГОП-900 відбувається значна зміна і величин, і розподілів контактної тиску та напружень у досліджуваній системі. Зокрема, чітко прослідковується зміна характеру розподілу контактної тиску у зоні контактної взаємодії цих тіл зі зростанням притискної сили: максимум тиску при низькій величині зусилля спостерігається у центрі контактної плями у вигляді еліпсоїдного овалу, а зі зростанням сили він зміщується до периферії уздовж більшої осі плями. При цьому пляма контакту перетворюється у криволінійний чотирикутник зі скругленнями біля вершин. Такий же характер – і для зміни розподілів компонент напруженого стану: їх максимуми зміщуються до області, що примикає до периферії контактної плями.

Ще однією особливістю є згладжувальний ефект на рівень та розподіл контактної тиску та компонент напружено-деформованого стану від збільшення податливості проміжного контактної шару.

Відмічені особливості та одержані результати можуть бути покладені в основу спеціалізованої бази даних, яка служить для обґрунтування раціональних проектно-технологічних параметрів при проектуванні гідропередач такого типу.

Висновки

1. Розв'язання задачі про напружено-деформований стан та контактну взаємодію кулькового поршня радіальної гід्रोоб'ємної передачі із профільованою біговою доріжкою дало підстави для визначення суттєвого впливу на них, з одного боку, притискної сили, а, з іншого, – властивостей проміжного шару. При цьому встановлено, що за певних умов раціональним є застосування профілю бігової доріжки складної форми, яку потрібно визначати із умов забезпечення міцності кулькових поршнів. Також підтверджено позитивний вплив податливості проміжного шару на величину максимального контактної тиску.

2. Встановлено, що властивості проміжного пружного шару здійснюють значний вплив на розмір цієї площадки та на розподіл і величини контактної тиску. Так, із зростанням товщини, тобто із збільшенням податливості проміжного шару, контактна пляма розширюється, а тиск – знижується. Усі ці особливості та закономірності виявлені при розв'язанні задачі про контактну взаємодію кулькового поршня статорного кільця радіальної гід्रोоб'ємної передачі із біговою доріжкою для перспективної танкової трансмісії.

3. Підтверджується визначальний вплив на контактну взаємодію складнопрофільних тіл із майже конгруентними поверхнями властивостей проміжного контактної шару. При цьому максимум контактної тиску може сильно знижуватися, а зони його досягнення – зміщуватися від периферії до центру. Отже, підтверджується можливість та ефективність такого прийому для управління напружено-деформованим станом складнопрофільних елементів гідропередач.

Визначені особливості та закономірності разом із

розробленими моделями та засобами будуть у подальшому застосовані при дослідженнях у процесі розробки та виробництва конструкцій із елементами з контактними поверхнями близької форми.

Список літератури

1. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В. и др. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень. *Механика та машинобудування*. – 2004. – №1. – с.14–21.
2. Шатохин В. М., Шатохина Н. В., Соболев В. М. Вибрационная диагностическая модель кульковиков радиально-поршневых насосов гидрообъемных передач. *Автоматизация производственных процессов в машиностроении та приладобудуванні*, 2014. Вып. 48. С. 30-37.
3. Полярус А. В., Токаев В.В., Круговая М.А., Градобоева О.М. Оптимизация зазоров в движущихся соединениях гидрообъемных передач на этапе проектирования. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. Издательство ХНАДУ, 2011. В.Ип. 53. С. 91-94.
4. Шевцов В.М. Экспериментальное исследование полнопоточной гидрообъемной передачи. *Машиностроение*. 2016. Вып. 75. С. 58-62
5. Шатохин В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.М. Вибрационная диагностика зношення циліндро-поршневого пар насосів гідрооб'ємних передач із кульковими поршнями. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. № 4(76). С. 90-99
6. Бирик Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2008. №2. С. 67-72
7. Бирик Д.В. Анализ потерь с учетом деформаций в радиальной гидрообъемной передаче с шариковыми поршнями. *Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова*. 2014. № 3. С. 72-75
8. Шарипов В. М. *Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов*. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
9. Tkachuk M.M. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 5/7(95). P. 22–31
10. Скрипченко Н.Б., А.В. Ткачук, Н.Н. Ткачук, Е.И. Касай, Б.И. Крылок Влияние формы беговой дорожки на контактное взаимодействие с шаровыми поршнями радиальной гидропередачи. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2015. № 31 (1140). С. 81–100.
11. Ткачук Н.Н., Н.Б. Скрипченко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский. *Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхностного слоя*. Монографія. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 148 с.
12. Ткачук Н.Н. *Контактное взаимодействие сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями*. Монографія. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 188 с.
13. Tkachuk M.M., Skripchenko N. Tkachuk, M.A., Grabovskiy A. Numerical methods for contact analysis of complex-shaped bodies with account for non-linear interface layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, № 5, pp.22-31.
14. Zienkiewicz O. C. , R. L. Taylor, J. Z. Zhu. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
15. Gwinner J., Stephan E. P. FEM-BEM Coupling: Treatment of Boundary Value Transmission and Contact Problems *Advanced Boundary Element Methods*. 2018.
16. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* Vol. 20. P. 199–221.
17. Tkachuk M. A numerical method for axisymmetric adhesive contact based on Kalker's variational principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. No 3/7(93). P. 34–41.

References (transliterated):

1. Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil V.V., Istratov A.V. and oth. Ob'emnaya gidroperedacha s sharikovyimi porshnyami GOP-900: harakteristiki i tehnicheskiy uroven [Volumetric hydraulic trans-

- mission with ball pistons GOP-900]. *Mehanika ta mashinobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 14–21.
2. Shatohin V. M., Shatohina N. V., Sobol' V. M. Vibracijna diagnostychna model kul'kovy'h radial'no-porshnevny'h nasosiv gidroob'yemny'h peredach [Vibrating diagnostic model of ball-joint radial piston hydraulic pump]. *Avtomaty'zaciya vy'robny'chy'x procesiv u mashynobuduvanni ta pry'ladobuduvanni*. 2014, no. 48, pp. 30-37.
 3. Polyarus A. V., Tokaev V. V., Krugovaya M. A., Gradoboeva O. M. Optimizatsiya zazorov v dvizhushchihsoya soedineniyah gidroob'emnyih peredach na etape proektirovaniya [Optimization of clearances in moving joints of hydraulic gears at the design stage] *Vestnik Kharkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu*. 2011, KhNADU Publ., no. 53, pp. 91-94.
 4. Shevtsov V. M. Eksperimentalnoe issledovanie polnopotchnoy gidroob'emnoy peredachi [An experimental study of full-flow hydrostatic transmission]. *Mashinostroenie*. 2016, no. 75, pp. 58-62.
 5. Shatokhin V. M., Gran'ko B. F., Sobol' V. M. Vibracijna diagnosty'ka znoshennya cy'lindro-porshnevny'h par nasosiv gidroob'yemny'h peredach iz kul'kovy'my' porshnyamy' [Vibration diagnostics of cylindrical piston pairs of hydraulic displacement pumps with ball pistons]. *Vibraciyi v texnici ta tekhnologiyax*. 2014, no. 4(76), pp. 90-99
 6. Bibik D. V. K voprosu o gidroob'emnoy mehanicheskoy transmisi [To the issue of hydrostatic mechanical transmission]. *Visnyk Nacional'nogo tekhnichnogo universy'tetu «Kharkivs'ky'j politekhnichny'j insty'tut»: Integrirovannyye tekhnologii i energoberezenie*. 2008, no. 2, pp. 67-72.
 7. Bibik D. V. Analiz poter s uchedom deformatsiy v radialnoy gidroob'emnoy peredache s sharikovymi porshnyami [Analysis of losses taking into account deformations in a radial hydrostatic transmission with ball pistons]. *Vestnik BGTU im. V. G. Shuhova*. 2014, no. 3, pp. 72-75.
 8. Sharipov V. M. *Proektirovanie mehanicheskikh, gidromechanicheskikh i gidroob'emnyih peredach traktorov* [Design of mechanical, hydro-mechanical and hydrostatic gears of tractors]. Moscow, MGTU "MAMI" Publ., 2002. 300 p.
 9. Tkachuk M. M. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31
 10. N. B. Skripchenko, A. V. Tkachuk, N. N. Tkachuk, E. I. Kasay, B. I. Krylyuk. Vliyanie formy begovoy dorozhki na kontaktnoe vzaimodeystvie s sharovymi porshnyami radialnoy gidroperedachi [The influence of the shape of the treadmill on the contact interaction with the ball pistons of the radial hydraulic transmission]. *Visnik Natsionalnogo Tekhnichnogo Universitetu «Kharkivskiy Politekhnichnyy Institut». Kharkiv, NTU «KhPI»*. 2015, no. 31 (1140), pp. 81–100.
 11. Tkachuk N. N., Skripchenko N. B., Tkachuk N. A., Grabovskiy A. V. *Kontaknoe vzaimodeystvie slozhnoprofilnykh detaley mashinostroytelnykh konstruksiy s uchedom lokalnoy podatlivosti poverhnostnogo sloya* [Contact interaction of complex parts of engineering structures, taking into account the local flexibility of the surface layer]. Kharkov: FOP Panov A. N. Publ., 2017. 148 p.
 12. Tkachuk N. N. *Kontaknoe vzaimodeystvie slozhnoprofilnykh elementov mashinostroytelnykh konstruksiy s kinematicheskimi sopryazhemyimi poverhnostyami* [Contact interaction of complex elements of engineering structures with kinematically coupled surfaces]. Kharkov: FOP Panov A. N. Publ., 2017. 188 p.
 13. Tkachuk, M. M., Skripchenko, N., Tkachuk, M. A. and Grabovskiy, A. Numerical methods for contact analysis of complex-shaped bodies with account for non-linear interface layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5, pp. 22-31.
 14. Zienkiewicz, O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
 15. Gwinner J., Stephan E. P. FEM-BEM Coupling: Treatment of Boundary Value Transmission and Contact Problems *Advanced Boundary Element Methods*. 2018.
 16. Kalker J. J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* 1977, no. 20, pp. 199–221.
 17. Tkachuk M. A numerical method for axisymmetric adhesive contact based on Kalker's variational principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41.

Поступила (received) 04.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Грбовський Андрій Володимирович (Грбовский Андрей Владимирович,) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ліпейко Андрій Іванович, (Липейко Андрей Иванович, Lipeiko Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Литвин Борис Якович (Литвин Борис Яковлевич, Lytvyn Borys) – головний інженер ДП «Завод імені В. О. Малишева», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Рікунов Олег Миколайович (Рикунов Олег Николаевич, Rikunov Oleg) – Національна академія Національної гвардії України, ст. викладач кафедри «Технічного та тилового забезпечення», м. Харків, Україна, тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: tkachuckAV@tmm-sapr.org

Сериков Володимир Іванович (Сериков Владимир Иванович, Sierykov Volodymyr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org