



УДК 62-762.63

ШЛЯХИ РОЗРОБКИ СУЧАСНОЇ ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ БУРОВИХ НАСОСІВ

М. Я. Бучинський,

кандидат технічних наук, головний механік ПрАТ «Пласт»

Оцінено збільшення експлуатаційних навантажень на поршневу групу бурових насосів. Розглянуто можливості застосування поліуретанів та необхідність виконання додаткових досліджень. Обґрунтовано необхідність створення установки для дослідження тертя і зносу поршнів бурових насосів. Запропоновано вимоги, яким повинна відповідати стендова установка для дослідження.

Ключові слова: буровий насос, поршень, знос, тертя, експлуатаційні навантаження.

DEVELOPMENT WAY SOF MODERN PISTONS MUD PUMP

M. Buchynsky,

Ph.D., chief mechanic PC «Plast»

Reviewed by growth of operating loads on the mud pump pistons. The possibilities of the use of polyurethanes and the need to perform additional studies. The necessity of creating experimental unit for research of friction and wear mud pump pistons. A requirement to be met by the unit for research.

Keywords: mud pump, piston, wear, friction, operation load.

Загальний огляд.

Сучасна технологія буріння свердловин на нафту і газ спрямована на збільшення використання гідравлічної потужності промивальної рідини для сприяння руйнуванню гірських порід та збільшення механічної швидкості буріння. А тому для реалізації гідравлічної потужності бурові установки комплектуються все потужнішими буровими насосами, конструкції яких удосконалюються.

Якщо ще 20 років тому для буріння свердловин глибиною 4000...5000 м вітчизняною промисловістю, як правило, використовувались двопоршневі насоси потужністю 600 кВт, то уже в поточному десятилітті використовується значна частка трипоршневих насосів потужністю 1000 і більше кіловат. У 70-х...80-х роках минулого століття у світовій практиці широко використовувались двопоршневі бурові насоси двосторонньої дії (дуплекси); з 80-х років активно розробляються та впроваджуються трипоршневі бурові насоси односторонньої дії (триплекси), основні переваги яких це менші: металомісткість, пульсація рідини на виході з насосу, кількість швидкозмінних вузлів. Разом з цим вони мають більшу швидкість. І на сьогодні світові виробники практично відмовились від виготовлення дуплексів, а світові бурові підрядники експлуатують триплекси. Вітчизняна нафтогазова промисловість також, поряд з наявним значним експлуатаційним фондом морально та фізично застарілих моделей дуплексів, все більше оснащується насосами триплексами більшої потужності. Поряд з триплексами на ринку обладнання з'явилися і чотирипоршневі бурові насоси односторонньої дії (наприклад виробника WhiteStar).

Актуальність.

Актуальність.

Загалом за останні десятиліття спостерігається стійка тенденція збільшення енергоємності бурових насосів, а відповідно їх робочих характеристик (продуктивність, тиск), швидкохідності. Це супроводжується збільшенням експлуатаційних навантажень на деталі та вузли насосів. Відповідно постали більш високі вимоги до їх міцності та зносостійкості.

Зростання експлуатаційних навантажень висуває нові вимоги до властивостей поршнів, які забезпечують їх високу роботоздатність та ресурс. А ресурс швидкозношуваних вузлів бурових насосів, до яких відноситься і пара тертя «поршень-циліндр» є в значній мірі ви-

значальним для їх технічної готовності та експлуатаційних витрат.

Якщо раніше переважаюча більшість поршнів виготовлялась з гумовими елементами, то нині світова практика показує, що:

- властивості гуми уже не задовольняють високим вимогам до надійності виробів при високих експлуатаційних навантаженнях;
- все частіше застосовуються поліуретани, які мають кращі експлуатаційні властивості, і тому активно розробляються та впроваджуються поршні нових конструкцій з використанням поліуретанових матеріалів.

Широке застосування полімерних композиційних матеріалів на основі поліуретанів обумовлено унікальним поєднанням високого рівня міцності та еластичності, зносостійкості та хімічної стійкості.

Вітчизняна промисловість сьогодні виробляє поршні з використанням гуми і як правило для застарілих моделей насосів. Але оснащення бурових підприємств сучасними зарубіжними моделями триплексів висуває потребу перед вітчизняними виробниками освоїти виготовлення швидкозмінних вузлів насосів на сучасному технічному рівні з використанням сучасних матеріалів, технологій та конструктивних рішень. І актуальність розробки таких поршнів визначається насамперед, економічними чинниками: підвищенням рівня експлуатаційних характеристик, зменшенням витрат на виготовлення деталей та експлуатаційних витрат на обладнання в цілому.

Разом з цим основи проектування еластомерно-металічних деталей закладені вченими в другій половині ХХ сторіччя нині застаріли і вимагають удосконалення. Підтвердженням цього є низька довговічність і часті відмови гумово-металічних деталей машин.

Вирішення проблеми підвищення надійності та довговічності пар тертя вимагає системного підходу з розробкою комплексної методики дослідження, кінетичних критеріїв оцінки для визначення та порівняння трибологічних властивостей високонавантажених пар тертя бурового обладнання в його експлуатаційних умовах. Це дозволить створити цілісний комплекс технічних рішень, розширити банк триботехнічних даних, розробити практичні рекомендації з вирішення питань розробки високонавантажених експлуатаційно ефективних метало-полімерних поршневіх груп та вузлів тертя бурового обладнання загалом.

Оцінка енергетичної складової пари тертя «поршень-циліндр» бурового насоса

Такі знані вчені-трибологи, як Р. Хольм, Дж.Ф. Арчард, М.М. Хрушов, Ф.А. Льюис отримали залежності пропорційності зносу матеріалів при терті від навантаження і швидкості тертя. Їх вони використовували для прогнозування зносу як металічних як і метало-полімерних трибологічних сполучень. Відповідно в інженерній практиці при оцінці впливу експлуатаційних факторів на зносостійкість часто використовується енергетичний критерій потужності, що дорівнює добутку нормального тиску P (контактного тиску сполучення) на швидкість ковзання v трибологічної пари – критерій Pv . Для оцінки експлуатаційних навантажень, що діють на циліндропоршневу пару бурових насосів різних конструкцій та потужності, приймаємо критерій Pv .

Окрім величини критерію Pv для оцінки динаміки роботи поршня також являє інтерес величина прискорення поршня, оскільки вона є одним із факторів, від якого залежить наявність і стабільність мастильної плівки в парі тертя та проникнення абразивних частин промивальної рідини в контакт.

Для того, щоб за цими критеріями оцінити експлуатаційні навантаження в бурових насосах різної потужності та конструктивного виконання вибрано 31 модель насоса [1]. Вибірка сформована як з моделей 30...40 річної давності, що використовуються і до нині, так і з сучасних насосів різних виробників, які широко застосовуються в світовій практиці. В тому числі наведено чотирипоршневі насоси, які на даний час тільки завойовують свій авторитет в бурінні.

В таблиці 1 наведено інформацію про виробника, модель, конструктивне виконання та короткі технічні характеристики насосів; розрахункові величини.

Швидкість та прискорення поршня визначена загальновідомими формулами.

Величина контактного тиску прийнята рівною робочому тиску насоса, що обґрунтовано виходячи з наступних міркувань. Здатність еластичного поршня передавати тиск на поверхню ущільнення характеризується коефіцієнтом передачі тиску:

$$k_p = P_k / P$$

де P_k – контактний тиск сполучення «поршень-втулка»; P – робочий тиск в циліндрі насоса.

Дослідження [2] показали, що еластична частина поршня по всій довжині контакту рівномірно притиснута до внутрішньої поверхні

циліндра, а коефіцієнт k_p рівний 1 при тисках більше 9,5 МПа практично по всій довжині поршня. Тільки на незначній ділянці, що безпосередньо примикає до металічного торця маточини контактні тиски різко зменшуються.

Оскільки нами розглядаються максимальні навантаження, що діють на пару тертя, а всі насоси розвивають тиск понад 9,5 МПа, то для розрахунку величини критерію Pv прийнято

$$P_k = P.$$

Таблиця 1 – Вибірка характеристик бурових насосів

Ідентифікація насоса			Паспортні технічні характеристики				Розрахункові величини		
Виробник	Модель	Тип*	N , кВт	P , МПа	S , мм	n , хв ⁻¹	v , м/с	a , м/с ²	Pv , МПа·м/с
NOV	F-1000	триплекс	746	37,5	254	150	2,03	37,4	76,1
	FD-1600	триплекс	1193	35,2	305	120	1,96	29,1	69,0
	8-P-80	триплекс +	597	52,7	216	160	1,84	36,1	97,0
	9-P-100	триплекс +	746	52,7	235	150	1,88	34,8	99,1
	10-P-130	триплекс +	969	52,7	254	140	1,90	32,9	100
	12-P-160	триплекс +	1193	52,7	305	120	1,96	29,0	103,3
	14-P-220	триплекс +	1640	52,7	356	105	2,00	25,8	105,4
Gardner Denver	PZ-7	триплекс	410	34,5	178	145	1,38	24,7	47,6
	PZ-8	триплекс	559	34,5	203	145	1,57	28,1	54,2
	PZ-9	триплекс	746	18,2	229	130	1,59	25,4	28,9
	PZ-10	триплекс	1007	34,5	254	115	1,55	21,9	53,5
	PZ-11	триплекс	1193	34,5	279	115	1,71	23,4	59,0
	PXL	триплекс	1491	51,7	279	115	1,71	24,1	88,4
	UL	триплекс	1118	51,7	279	100	1,50	18,5	77,03
	PZ 2400	триплекс +	1790	51,7	356	110	2,09	28,2	108
Bentec	2200	триплекс +	1640	51,7	356	120	2,29	33,9	118,4
	1600	триплекс +	1193	51,4	305	120	1,96	29,0	100,7
WhiteS tar	WS-1600	триплекс	1392	39,1	303	140	2,27	39,3	88,8
	Quatro 1300	квадро	969	36,7	203	180	1,95	64,2	71,6
	Quatro 1600	квадро	1392	55,1	254	145	1,97	35,2	108,5
	Quatro 2000	квадро	1492	55,1	254	145	1,97	35,2	108,5
	Quatro 2200	квадро	1641	55,1	254	145	1,97	35,2	108,5
	Quatro 2450	квадро	1827	55,1	254	145	1,97	35,2	108,5
	Quatro 1200L	квадро	895	51,7	254	145	1,97	35,2	101,8
ВЗБТ	НБТ-600	триплекс	600	25,0	250	150	2,00	36,9	50
	НБТ-950	триплекс	900	35,0	290	125	1,94	29,9	67,9
УЗТМ	UZT-400D	дуплекс	298	20,0	305	70	1,14	9,8	22,8
	UZT-700D	дуплекс	522	21,0	400	65	1,39	11,1	29,2
	UZT-1000D	дуплекс	746	30,0	400	65	1,39	11,1	41,7
	UZT-1300D	дуплекс	969	34,0	400	65	1,39	11,1	47,3
	УНБ-600	дуплекс	600	25,0	400	65	1,38	11,1	34,5

Примітка*:

триплекс – трипоршневий насос односторонньої дії;

триплекс + – трипоршневий насос односторонньої дії з високим енергетичним критерієм потужності пари тертя;

квадро – чотирипоршневий насос односторонньої дії;

дуплекс – двопоршневий насос двох сторінної дії.

Прийняті позначення:

N – приводна потужність насоса, кВт; P – максимальний тиск насоса, МПа; S – довжина ходу поршня, мм; n – кількість подвійних ходів поршня за хвилину, хв⁻¹; v – максимальна швидкість поршня, м/с; a – максимальне прискорення поршня, м/с²; Pv – критерій потужності фрикційного контакту, МПа·м/с.

За результатами розрахунків для кращої візуалізації результатів побудовано графічні залежності: енергетичного критерію потужності пари тертя P_v (рис.1) та прискорення поршня a (рис.2) від привідної потужності насоса N . При цьому дані згруповано так:

- двопоршневі насоси – характерні застрілі моделі, що використовуються до нині;

- трипоршневі насоси – сучасні моделі, що широко використовуються в світовій практиці буріння;

- трипоршневі насоси з високим значенням P_v та a , і чотирипоршневі насоси – сучасні моделі, що широко використовуються в світовій практиці буріння, особливо для умов буріння з високою гідравлічною потужністю.

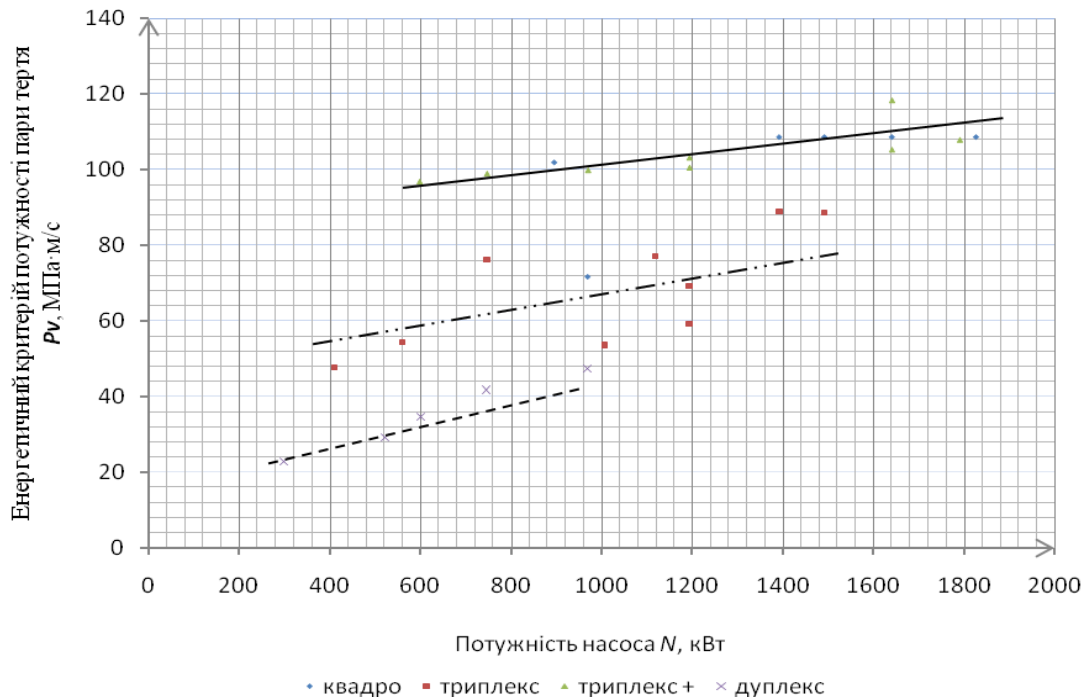


Рис. 1. Залежності енергетичного критерію потужності пари тертя від типу і потужності насоса
 - - - - - дуплекс; - · - · - · - триплекс; — — — — — триплекс+квадро.

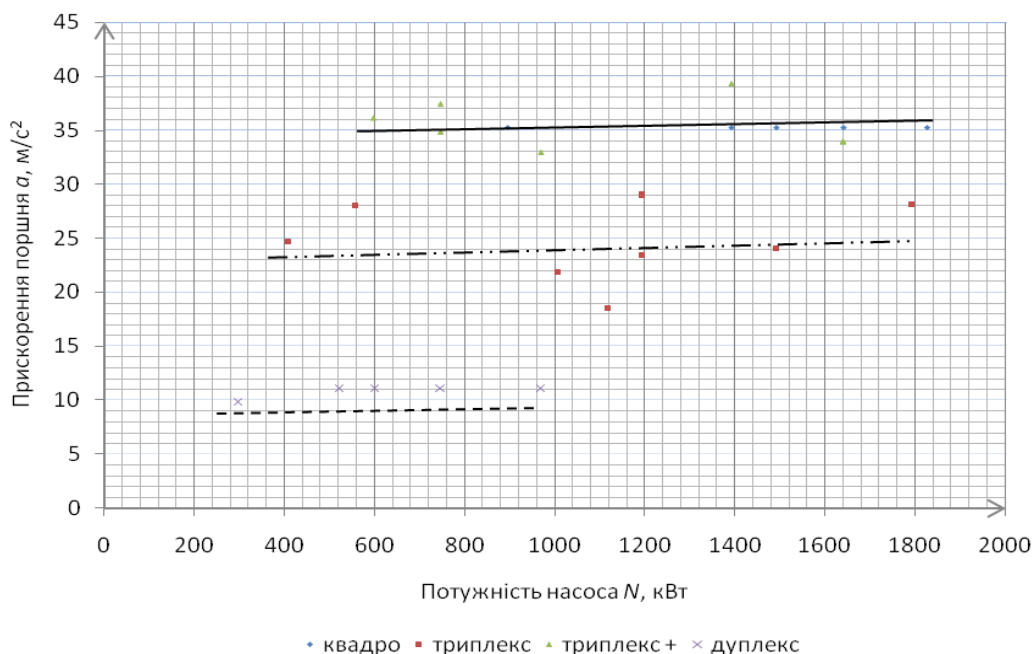


Рис. 2. Залежності прискорення поршня від типу і потужності насоса
 - - - - - дуплекс; - · - · - · - триплекс; — — — — — триплекс+квадро.

Таке групування забезпечує однорідність вибірки та більш наочно презентує різницю експлуатаційних умов трибологічної пари застарілих двопоршневих насосів та сучасних триплексів, в тому числі високоенергетичних насосів.

Аналізуючи дані, наведені в таблиці 1 та проілюстровані на графіках (рис.1, 2), порівнюючи дуплекси з триплексами та дуплекси з чотирипоршневими насосами і триплексами з підвищеним енергетичним критерієм можна зробити наступні висновки:

- збільшення потужності модельного ряду бурових насосів становить півтора рази та понад два рази для кожного з випадків порівняння відповідно;
- енергетичний критерій потужності пари тертя відповідно збільшення в півтора та два з половиною рази;
- прискорення поршня зросло в більш ніж два рази та в три з половиною рази в кожному з випадків порівняння відповідно.

Тому можна стверджувати, що експлуатаційні навантаження пари тертя поршневої групи також зросли в 1,5...3 рази, що безумовно супроводжується зменшенням ресурсу вузла за інших рівних умов.

Також із впевненістю можна констатувати суттєве збільшення експлуатаційних навантажень і на інші полімерні та полімерно-металічні вузли бурового обладнання, що використовується на високонапірній стороні подачі промивальної рідини (клапанні групи бу-

рових насосів, діафрагми пневмокомпенсаторів, ущільнення вертлюгів та систем верхнього привода, бурового рукава тощо).

Можливості застосування поліуретанів

Поліуретани – це узагальнена назва класу синтетичних еластомерів з програмованими властивостями. Тобто здатністю задавати свої фізико-механічні властивості в широких межах залежно від співвідношення компонентів.

Перспективність поліуретанів для сучасної промисловості обумовлена тим, що їх властивості суттєво доповнюють можливості інших еластомерів, наприклад каучуків та гум [3,4,5,6]. За своїми конструкційними та технологічними можливостями поліуретани найбільш універсальний полімерний матеріал. Він характеризується високими фізико-механічними властивостями. Тому має широке використання в промисловості як ефективний заміник гуми.

Переваги виробів з поліуретанів перед гумовими такі: вищі абразивна зносостійкість та міцність на розрив, ширший діапазон твердості, сприймають більш високі навантаження, нижчий коефіцієнт тертя для твердих марок, більша стійкість до утворення надрізів та циклічних навантажень, не піддаються старінню, вища міцність адгезійного зв'язку поліуретан-сталь, вища хімічна стійкість до нафтопродуктів і кислот та інші. Для порівняння поліуретану та гуми їх окремі фізико-механічні властивості наведено в табл.2.

Таблиця 2 – Порівняння фізико-механічних властивостей деяких полімерів

Показник	Одиниці виміру	Гума	Поліуретан	Зміна величини показника (рази)
Твердість	од.за Шором	65...75	40...98	-1,6...+1,31
Еластичність за відскоком	%	30	40	+1,33
Границя міцності при розриві	МПа	11,5	31,2	+2,71
Міцність на розрив (метод С)	Н/мм	20	58	+2,9
Абразивна стійкість	Шабер H22	2	10	+5,0

Специфічні особливості хімічної будови поліуретанів з одного боку відкрили широкі можливості для варіації складу і відповідно властивостей, але з іншого значно ускладнили систематизацію даних. Розробка та дослідження властивостей поліуретанів нині ведеться емпірично, а взаємозв'язок «склад – фізико-механічні характеристики – експлуатаційні властивості» часто неповні і суперечливі. Не дивлячись на значну кількість наукових робіт, їх результати роздрібнені і не узагальнені для умов триботехніки.

Тому поява на ринку нових еластомерів, до яких відноситься поліуретан, вимагає узагальнення і систематизації накопиченого за останні роки досвіду проектування і експлуатації еластомерно-металічних деталей машин, виконання додаткових досліджень. А відсутність сучасних науково-обґрунтованих методик проектування еластомерно-металічних деталей машин сьогодні стримує більш широке та обґрунтоване застосування поліуретану, як конструкційного матеріалу.

Відповідно дослідження властивостей поліуретанових деталей з підвищеною зносостій-

кістю для експлуатаційних умов бурових насосів та бурового обладнання загалом є актуальною науково-технічною проблемою і має велике практичне значення.

Напрями перспективних досліджень трибологічної пари «поршень-циліндр»

Як було відзначено вище, експериментально встановлено ряд загальних та специфічних закономірностей, але не дивлячись на значну кількість випробувань до нині не розроблена єдина загальноприйнята теорія руйнування полімерів та інших в'язкопружних тіл. Це пов'язано зі складністю процесу руйнування. Адже основними видами зносу матеріалів пар тертя є адгезійне, абразивне та втомне, кожне з яких не реалізується в чистому вигляді.

Відомо, що існує три основних види тертя ковзання: тертя без мастильного матеріалу (сухе тертя), граничне тертя і тертя з мастильним матеріалом (рідинне тертя). Практика експериментальних досліджень показала, що сухе тертя можна вивчати на простих і дешевих лабораторних установках. Перехід до досліджень в умовах граничного тертя (умови роботи поршневої групи бурових насосів), в заданому середовищі, потребує стендової установки з вивчення тертя. При цьому виникає необхідність герметизації установки при високих тисках, контролю підведення середовища та його регенерації, забезпечення подібності фізичних процесів та об'єктів тощо. А в ідеальному випадку при дослідженнях процесів граничного або рідинного тертя рекомендовано перехід до натурних випробувань. Хоча такий перехід, як правило, економічно не виправданий, але особливо на етапі дослідження зносостійкості матеріалів та конструкцій є найбільш перспективним. Тому стендові дослідження в умовах близьких до натурних, які є менш витратними і можуть бути прискореними, є першочерговим завданням при розробці сучасних конструкцій поршнів та інших герметизуючих вузлів тертя бурового обладнання.

Для реалізації поставленої задачі з дослідження зносостійкості полімерно-металічних пар тертя в вигляді поршневої групи бурового насоса необхідні стендові експериментальні дослідження в робочому діапазоні навантажень та швидкостей ковзання. На даний час такі параметри не досягаються на відомих машинах тертя, в тому числі стендових. Тому необхідний індивідуальний підхід та індивідуальне проектування установки, дослідження на якій максимально повно враховуватиме процеси, що відбуваються в трибологічній парі пор-

шневої групи. Установка повинна відповідати наступним вимогам.

1. Забезпечувати реалізацію енергетичної складової потужності пари тертя згідно визначених величин для можливості дослідження в певному діапазоні швидкостей ковзання, контактних тисків, прискорення.

2. Використовувати геометричні моделі різних конструкцій поршня, що найбільш повно враховують конструктивні фактори, при цьому забезпечувати порівняно незначні енерговитрати досліджень (орієнтовна потужність приводу, що забезпечуватиме максимальну величину енергетичного критерію становить $0,1 \dots 0,5 \text{ кВт}$ на 1 см^2 площі контакту, залежно від матеріалу та характеру мастильної плівки).

3. Конструктивна модель вузла тертя, крім геометричної подібності повинна адекватно враховувати зміну фізико-механічних характеристик полімеру від його об'єму (напр. вплив товщини зразка на величину твердості тощо).

4. Забезпечувати подібність кінематичних характеристик руху.

5. Моделювати експлуатаційні умови середовища (використовувати середовища з подібними реологічними та абразивними властивостями промивальної рідини).

6. Додатково забезпечувати можливість контролю температури зони контакту, яка суттєво залежить від навантаження та швидкості, адже при високих значеннях Pv відбувається інтенсивне тепловиділення, яке знижує опір полімеру руйнуванню.

7. Мати високий рівень універсальності, зокрема забезпечувати можливість виконання необхідних експериментальних досліджень інших за призначенням, конструкцією, матеріалами та експлуатаційними умовами полімерно-металічних пар тертя бурового обладнання із забезпеченням високої подібності процесів.

Висновки

1. Енергетичне та динамічне навантаження на трибологічну пару «поршень-циліндр» бурових насосів за останні десятиліття зросло в 2-3 рази.

2. Сучасний розвиток техніки тісно пов'язаний з інноваціями в галузі нових полімерних матеріалів, які використовуються як матеріали конструкційного призначення.

3. Роздрібненість окремих результатів досліджень, відсутність сучасних науково-обґрунтованих методик проектування еластомерно-металічних деталей стримує більш широке та обґрунтоване застосування поліуретану, розробку сучасних конструкцій поршнів та

інших герметизуючих полімерно-металічних пар тертя.

4. Необхідне створення стендової дослідної установки для дослідження зносостійкості полімерно-металічних пар тертя у вигляді поршневої групи що забезпечуватиме енергетичні умови роботи поршневих груп бурових насосів та подібність інших експлуатаційних та конструктивних факторів.

Література

1. Вебсайти компаній-виробників бурових насосів: www.gardnerdenver.com;
www.bentec.com; www.nov.com;
www.whitestarpump.com; www.vzbt.ru;
uralmash-ngo.com.
2. Мкртычан Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. М.: Недра, 1984. – 207 с.

3. Семенец А.А. Строение термопластичных полиуретанов и его роль в условиях фрикционного взаимодействия // Проблемы трибологии. – 1999. – №1. – С.98-104.

4. Анисимов В.Н., Семенец А.А Синтез и структурно-механические особенности создания термопластичных полиуретанов с повышенной износостойкостью // Композиційні полімерні матеріали. – 2001. – Т.23, №2. – С. 113-118.

5. GovorcinBajsic, E. DSC Study of Morphological Changes in Segmented Polyurethane Elastomers / GovorcinBajsic // Journal of Elastomers and Plastics. – 2000– №32 – p.162-182.

6. Khatua B. Elastomeris Blends o Polyurethane and Polychloroprene Elastomers (Culfur Cure) with Reference to the Interchain Crosslinking Reaction / Khatua B. // Journal of Elastomers and Plastics. – 2000– №32 – p.231-247.

Выполнено оценку роста эксплуатационных нагрузок на поршневую группу буровых насосов. Рассмотрено возможности использования полиуретанов и необходимость выполнения дополнительных исследований. Обосновано необходимость создания установки для исследования трения и износа поршней буровых насосов. Предложено требования, которым должна отвечать стендовая установка для исследований.

Ключевые слова: буровой насос, поршень, износ, трение, эксплуатационные нагрузки.

Відомості про автора:

Бучинський Мирослав Яремович, кандидат технічних наук, головний механік ПрАТ «Пласт», доцент кафедри обладнання нафтових і газових промислів, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Україна, 36011, м . Полтава, Першотравневий проспект, 24.
E-mail: buchynskyy@ukr.net