

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗАМКОВОГО ПІДШИПНИКА ВІДКРИТИХ ОПОР ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ ДЛЯ ВИСОКООБЕРТОВОГО БУРІННЯ

Р.С. Яким

Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка,
82100, м. Дрогобич, вул. І.Франка, 24, тел. 0679070484, e-mail: Jakym.r@online.ua

Дослідження має на меті вирішення проблеми підвищення довговічності елементів опор тришарошкових бурових доліт. Дослідження проводились в умовах реального виробництва бурових доліт, за умов математичного планування експериментів, комплексним застосуванням експериментальних лабораторних та натурних випробовувань. Досліджено характер пошкодження елементів замкового підшипника та основні причини низької довговічності відкритих опор кочення тришарошкових бурових доліт для високообертового буріння. Встановлено взаємозв'язок між принципами вибору долотних сталей, параметрами конструкції елементів опор доліт, рівнем технології їх виготовлення та експлуатаційними показниками опор тришарошкових бурових доліт. Обґрунтовано ефективність комплексного підходу у підвищенні довговічності замкового кулькового підшипника таких опор, що у цілому розв'язує проблему підвищення довговічності тришарошкових бурових доліт. Підхід включає жорсткий вибір плавок долотних сталей, що у цілому підвищує контактну витривалість елементів опори. Другою складовою є підвищення стійкості опори проти передчасного утворення люфтів та перекошувань шарошки відносно осі цапфи лапи. Третьою складовою є вдосконалення технології виготовлення лапи.

Ключові слова: пошкодження, конструкція опори, контактна витривалість, люфт в опорі, технологія виготовлення.

Целью исследования есть решение проблемы повышения долговечности элементов опор трехшарошечных буровых долот. Исследования осуществляли в условиях реального производства буровых долот, при математическом планировании экспериментов, комплексным использованием экспериментальных лабораторных и натурных испытаний. Исследован характер поврежденных элементов замкового подшипника и основные причины низкой долговечности открытых опор качения трехшарошечных буровых долот для высокооборотного бурения. Установлена связь между принципами выбора долотных сталей, параметрами конструкции элементов опор долот, уровнем технологии их изготовления и эксплуатационными показателями опор трехшарошечных буровых долот. Обоснована эффективность комплексного подхода к повышению долговечности замкового шарикового подшипника таких опор, что в целом решает проблему повышения долговечности трехшарошечных буровых долот. Подход включает жесткий выбор плавок долотных сталей, что в целом повышает контактную выносливость элементов опоры. Второй составляющей есть повышение стойкости опоры против преждевременного возникновения люфтов и перекосов шарошки относительно оси цапфы лапы. Третьей составляющей есть совершенствование технологии изготовления лапы.

Ключевые слова: повреждение, конструкция опоры, контактная выносливость, люфт в опоре, технология изготовления.

The aim of the study is to solve the problem of operating life improvement of the three-cone drilling bit bearing components. The studies were carried out in conditions of drilling bits manufacturing with mathematical planning of experiments and complex utilization of experimental laboratory and full-scale tests. The nature of ball bearing components damage and main causes of short operating life of the open three-cone drilling bit rolling-contact bearings for high-speed drilling were studied. The interconnection among the principles of drilling bit steel selection, construction parameters of the drilling bit bearing components, modern level of their manufacturing, and performance indices of the three-cone drilling bit bearings was determined. The effectiveness of complex approach to operating life improvement of the ball bearing was proved. Generally, it solves the problem of operating life improvement of the three-cone drilling bits. The approach includes strict selection of drilling bit steels melting that increases contact durability of the bearing components. It also includes improving leg manufacturing technology and bearing resistance to early formation of clearances and distortions of the cone relatively to leg axle.

Key words: damage, bearing construction, contact durability, clearance in the bearing, manufacturing technology

Сьогодні, при бурінні свердловин різного призначення, застосовують тришарошкові бурові долота з відкритою опорою, що виконується на основі підшипників кочення (ролик – кулька – ролик). У таких опорах кульковий підшипник виконує функцію замка опори. Практика експлуатації тришарошкових бурових доліт свідчить, що цей підшипник є найбільш слабкою ланкою в опорі. Тому в долотобуду-

ванні багато уваги приділяється підвищенню довговічності цього вузла [1, 2]. Тим не менше, останні дослідження свідчать про те [3], що проблему необхідно вирішувати комплексно, тобто слід враховувати множину конструкторських, технологічних, металознавчих, експлуатаційних та ін. вимог. Проблема полягає у тому, що зазначені вимоги досить важко задовольнити одночасно, а у більшості випадків прак-

тично неможливо. Тому виникає актуальна практична проблема пошуку оптимальних шляхів підвищення довговічності замкового кулькового підшипника кочення відкритих опор тришарошкових бурових доліт.

Вирішенню окресленої проблеми присвячено дослідження [1, 4-11] та ін. Зокрема, в роботах [1, 3, 4, 6, 8] показано, що замковий кульковий підшипник кочення є найбільш навантаженим і визначає роботу роликів рядів опори долота. Це підтверджується умовами втрати працездатності сучасних опор тришарошкових бурових доліт типу ОК і ТКЗ. Зокрема, аналізом опор відпрацьованих бурових доліт виявлено факти часткового чи повного руйнування усіх елементів замкового кулькового підшипника. А саме: буртів бігових доріжок, бігових доріжок та тіл кочення. Через це опори заклинювали і долота не допрацьовували на вибої.

Конструкція вузла опори обумовлює те, що площа стикання доріжки цапфи лапи з кулькою є меншою за площу контакту кульки із доріжкою шарошки. Передеформація матеріалу бігової доріжки в шарошці здійснюється на більшу глибину, інколи це спричинює до зародження та росту втомної тріщини, що призводить до розколювання шарошки. Це може бути пояснене глибшим заляганням в товщі матеріалу небезпечної точки на нормалі до контакту. Зауважимо, що руйнування бігових доріжок на шарошці є менш вираженим порівняно із руйнуванням цапфи лапи. Цапфа лапи зазнає локального навантаження в нижньому секторі бігових доріжок, а бігові доріжки шарошки мають можливість розподіляти навантаження по усьому діаметру, за рахунок постійного обертового руху шарошки. Разом з тим, аналіз руйнування шарошок свідчить, що довговічність шарошки повинна оцінюватися через критерії тріщиностійкості сталі та конструкційної міцності по небезпечних перерізах.

На основі аналізу руйнувань опор доліт, а також даних із експлуатації, в [1] сформульовано основні причини виходу з ладу опор кочення доліт та окреслені шляхи підвищення їх довговічності. Зокрема встановлено, що збільшення швидкості обертання долота зменшує величини деформації контактних поверхонь опори долота. Тим не менше, збільшення швидкості обертання долота прискорює темп втомного руйнування робочих поверхонь замкового кулькового підшипника. Крім цього зі збільшенням швидкості обертання шарошки зростає знос, як тіл кочення, так і елементів опори. Найбільше це проявляється на досить навантаженій ділянці цапфи лапи, де фіксується максимальне ковзання тіл кочення, що підтверджується даними [12].

Підвищення осьового навантаження на долото збільшує деформацію напружених елементів замкового кулькового підшипника у ступеневому порядку, із ступенем вище одиниці. Слід додати, що при перевантаженнях опори частим є не тільки пластична деформація навантаженої ділянки цапфи лапи, а й руйнування тіл кочення (рис. 1). У цілому, збільшення гео-

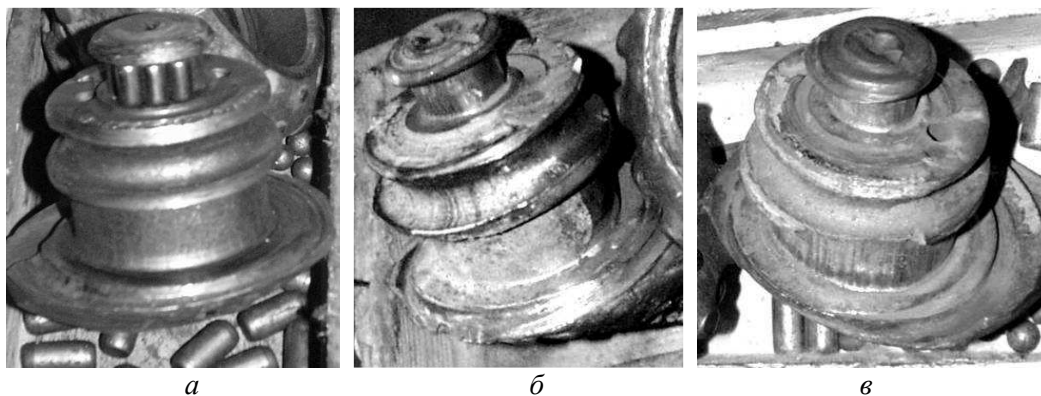
метричних розмірів замкового кулькового підшипника веде до стрімкого зниження значень деформації у ділянках контактів елементів. Тому при проектуванні опори шарошкового долота необхідно конструктивно забезпечувати розвантаження замкового підшипника та підвищувати його вантажність.



*а – кулька, від якої викришився фрагмент у вигляді кульового сектора ($\times 2$);
б – кульки розколені навпіл та на чвертинки*
Рисунок 1 – Загальний вигляд зруйнованих кульок замкового підшипника

Для недопущення перевантаження опори в осьовому напрямку, зменшення навантажень на замковий підшипник, в опорах доліт виконують осьові упорні підшипники ковзання „п’ята-підп’ятник” (по торцях цапфи і дна шарошки), та „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки”. Тим не менше ці підшипники не можуть ефективно працювати в умовах високооборотного буріння. Тому необхідно дослідити усі можливості щодо забезпечення ефективного покращення функціонування саме замкового підшипника опори долота.

Аналізом характеру пошкоджень елементів замкового кулькового підшипника встановлено, що максимальні втомні пошкодження є у ділянках виникнення найбільших герцівських напружень. А вихід із ладу опор кочення доліт є результатом накопичення втомних пошкоджень. При цьому відомо, що за умов складного напруженого стану у зоні контакту реалізуються різноманітні типи пошкоджень поверхневого шару елемента трибоспряження [13]: ямкування (pitting), відшарування (spalling), тріщиноутворення (cracking), затемнення і осідання поверхні через підповерхневе галуження



а – проходка 43м; б – проходка 58м; в – проходка 80м

Рисунок 2 – Цапфи лап зі сталі 19ХГНМА-В від відпрацьованої партії доліт 244,5 ОК-ПГВ Д26 (буріння порід міцністю $f = 18 \div 20$)

тріщин – „нору” (squat, dark-spot) тощо. Всі ці пошкодження є характерними для елементів замкового кулькового підшипника опори. Тим не менше, у різних партіях бурових доліт одні характерні пошкодження є основними, інші менше проявляються. Це може пояснюватися застосуванням плавок сталей із відхиленнями за хімічним складником та за фізико-механічними показниками, а також неоптимальними параметрами технології хіміко-термічної обробки. З'ясуванню цієї проблеми присвячено роботи [14, 15] та ін. Тим не менше, питання не вивчено до кінця, особливо це стосується елементів замкового кулькового підшипника, який має відмінні від роликів підшипників опори у характері навантаження та пошкодження, що фіксуються під час аналізування відпрацьованих опор доліт.

Вивченню впливу технологічних і експлуатаційних чинників на довговічність замкового кулькового підшипника шарошkových бурових доліт присвячено роботи [8, 10] та ін. У результаті того, що автори по різному оцінюють переважачий вплив того чи іншого чинника умов експлуатації кулькового підшипника, існують суперечливі рекомендації стосовно прогнозування довговічності підшипників опори шарошкового бурового долота.

Виходячи з того, що працездатність кулькового замкового підшипника визначається зношуванням кульок, у роботах [11, 16] рекомендується шукати резерв підвищення довговічності у підборі і оптимізації процесів мащення контактних поверхонь. Так автори [5] спостерігали значне розсіювання розмірів спряжень опори внаслідок впливу технологічних чинників. Виходячи з того, що основним чинником, який визначає довговічність шарошkových доліт є контактні напруження, рекомендується забезпечувати величину кута контакту в межах 30–50°. З іншої сторони, низкою дослідників встановлено [4, 7, 9, 17 – 19], що ефективним способом у оптимізації контактних напружень в підшипниках кочення є зміна конструкторських параметрів бігових доріжок. При цьому необхідно зважати на навантаженість окремих елементів таких опор.

Виходячи з вище викладеного, у вирішенні окресленої проблеми існує низка ще не розв'язаних взаємопов'язаних задач із вибору долотних сталей, оптимізації конструкції елементів опор доліт, а також вдосконалення технології виготовлення опор тришарошkových бурових доліт. Отже, ціллю даного дослідження є спроба розв'язати ці задачі у комплексі.

Дослідження проводились в умовах реального виробництва шарошkových бурових доліт, за умов математичного планування експериментів, статистичної обробки отриманих даних, комплексним застосуванням стандартних експериментальних лабораторних та натурних випробовувань.

Вибір долотної сталі та рівень технології виготовлення бурових доліт має визначальне значення у підвищенні довговічності доліт. Тому вивчено експлуатаційні показники опор доліт, у яких цапфа лапи виконана з різних долотних сталей.

Аналізом результатів буріння порід підвищеної міцності долотами типу ОК з опорою Р-К-Р виявлені факти передчасної їх відмови через недостатню довговічність елементів опори (рис. 2, табл. 1).

Встановлено, що такий стан речей обумовлений застосуванням для виготовлення лап плавок сталі 19ХГНМА-В, які не забезпечують необхідну міцність. Такі долота недопрацьовують через заклинювання опори за цілком працездатного породоруйнівного оснащення. Одночасно долота такої ж конструкції, де лапи виготовлені зі сталі 14ХГНЗМА-Ш, свідчать практично про однакову довговічність опор і породоруйнівного оснащення [20]. Тим не менше, на цапфі лапи зі сталі 14ХГНЗМА-Ш зафіксовано тріщини та незначні відколи буртів (рис. 3).

Порівняння фізико-механічних показників типових плавок долотних сталей [14] свідчить, що сталь 14ХНЗМА-Ш має найкращі показники за сталі 19ХГНМА-Ш та 19ХГНМА-В.

Проаналізувавши спеціально підготовлені темплети, встановлено значне розсіювання значень твердості бігових доріжок для досліджуваних сталей [14]. При цьому зафіксовано най-

Таблиця 1 – Результати аналізу зносу і руйнувань елементів цапф лап, зі сталей 19ХГНМА, тришарових бурових доліт 244,5 ОК-ПГВ Д26 (буріння порід міцністю $f = 18\text{--}20$)

Проходка, м	Знос в навантаженій зоні цапфи			Стан буртів, тіл кочення
	Велика (роликова) бігова доріжка (ВБД), мм	Кулькова бігова доріжка (КБД), мм	Мала (роликова) бігова доріжка (МБД), мм	
43	0,3-2,5	0,6-2,8	1,5-3	Бурт МБД деформований, три ролики завальцьовані. Всі бурти зношені з утворенням задирів, сколів. Знос бурта між КБД і МБД по діаметру та по торцю досягав до 2мм.
58	0,5-1,2	1,3-2,8	1,8-2,8	Знос і утворення другої КБД. Її бурт має значні ділянки зломів. На ВБД та КБД з навантаженої сторони рівномірний знос і розвальцьовування пошкоджень бігової доріжки.
80	0,8-3,5	1,3-3,5	1,5-3,8	Бурт між КБД і МБД у одному місці зламаний, його знос по діаметру та по торцю сягає до 2мм. Бурт МБД деформований і зношений.

Таблиця 2 – Встановлені значення середньої твердості (НРС) відповідальних ділянок на темплетях цапф лап

Елемент замкового підшипника цапфи лапи	Ділянка	Сталь		
		14ХНЗМА-Ш	19ХГНМА-Ш	19ХГНМА-В
Бігова доріжка	Поверхня	61	62	63
	Серцевина	41	27	22
Бурт	Поверхня	55	54	49
	Серцевина	48	44	40



Рисунок 3 – Цапфа лапи зі сталі 14ХНЗМА-Ш від відпрацьованої партії доліт 250,8 ОК-ПГВ Д150 (долото пробурило 211м у породі міцністю $f = 18$)

вищу сталість показників твердості на сталі 14ХНЗМА-Ш. Також виявлено більш помірну зміну твердості від поверхні у серцевину.

Зважаючи на те, що твердість серцевини цементованих і загартованих деталей, які піддаються контактним навантаженням, на думку авторів [21] повинна дорівнювати НРС30-42, то виходить, що з поміж аналізованих сталей, сталь 14ХНЗМА-Ш дає необхідні якісні експлуатаційні показники для деталей доліт (табл. 2). Встановлено [14], що долотна сталь 14ХНЗМА-Ш дає кращі, порівняно зі сталлю 19ХГНМА, по-

казники по прогартовуваності, розподілі концентрації вуглецю та твердості у зміцнених шарах, що дозволяє отримувати вищу міцність загартованих шарів. Тим не менше, аналіз твердості буртів цапф лап, виготовлених із плавок такої сталі виявив їхню високу твердість (табл. 2), що підвищує схильність до їх крихкого руйнування. Такий стан речей на плавках сталі 19ХГНМА-В веде до крихкого катастрофічного руйнування буртів (рис. 2, в). Для чого необхідно якісно забезпечувати захист від цементациї цих ділянок опори.

Результати стендових досліджень над парами комплектів у яких цапфи виготовлені зі сталей 14ХНЗМА-Ш та 19ХГНМА-В, які ґрунтовно описані в [14], показують недостатню міцність цапф лап що дають плавки сталі 19ХГНМА-В. Тим не менше сьогодні у долотобудуванні, для виготовлення лап доліт широко застосовують сталь 19ХГНМА-В. Це обумовлюється тим, що ця сталь порівняно з сталлю 14ХНЗМА меншою мірою деформується при гартуванні, а також менш чутлива до росту зерна та відпускнуї крихкості, а ще, дає більшу в'язкість серцевини. Тому перед долотобудуванням стоїть задача пошуку оптимальних вимог, як до хімічного складу, так і до технології зміцнення деталей доліт зі сталі 19ХГНМА-В. Для правильного вирішення цієї задачі здійснено аналіз характеру пошкоджень цементованих



a

б

a – локальне контактне викришування поверхневих цементованих шарів на фоні загальної пластичної деформації КБД, що локалізувалося у навантаженій ділянці ближче до бурта, *б* – утворення другої (зміщеної) бігової доріжки на фоні загального зносу та пластичної деформації

Рисунок 4 – Характер руйнування при недостатній твердості і міцності поверхневих шарів бігової доріжки цапфи лапи (цементований шар містить карбіди 1-3 балу)



a

б

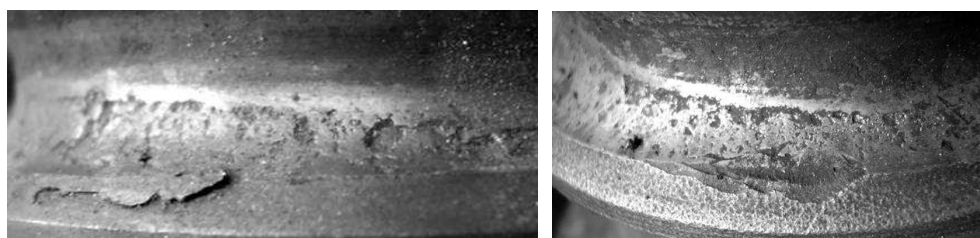
в

a – локальні викришування цементованого шару на повну глибину шару (в цементованому шарі карбіди 1-3 балу),

б – утворення магістральних тріщин на глибину цементованого шару у найбільш навантаженій ділянці бігової доріжки, (в цементованому шарі карбіди 1-3 балу),

в – повне викришування цементованого і загартованого шару і катастрофічне руйнування у найбільш навантаженій ділянці бігової доріжки та бурта (в цементованому шарі карбіди 3-4 балу)

Рисунок 5 – Характер руйнування бігової доріжки і навантаженої сторони бурта замкового підшипника на цапфі лапи при високій твердості і міцності поверхневих шарів та несприятливим різким перепадом твердості по глибині зміцненого шару



a

б

a – контактне викришування на фоні загальної пластичної деформації бігової доріжки, що локалізувалося у навантаженій ділянці ближче до бурта, відшарування частинок поверхні бурта, *б* – утворення другої (зміщеної) бігової доріжки на фоні загального зносу та пластичної деформації і відшарування частинок поверхні бігової доріжки ближче до бурта

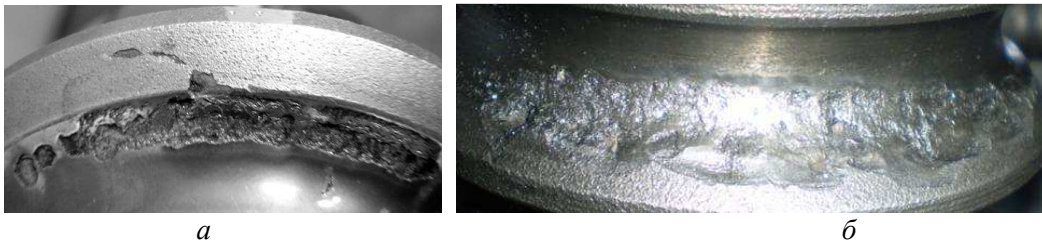
Рисунок 6 – Характер руйнування бігової доріжки і навантаженої сторони бурта замкового підшипника на цапфі лапи при зниженій товщині цементованого шару (цементований шар містить карбіди 1-3 балу)

бігових доріжок замкового кулькового підшипника на відпрацьованих цапфах лап. Для аналізу розподілу твердості та концентрації вуглецю по глибині зміцненого шару застосовані стандартні методики.

Аналізом встановлено декілька характерних видів пошкоджень та руйнувань елементів бігової доріжки замкового підшипника кочення на цапфах лап зі сталі 19ХГНМА-В (рис. 4, 5, 6).

Для розуміння і правильного трактування характеру і причин досліджуваних пошкоджень, за аналогом до [22], виходили з того, що процес зносу є специфічним проявом механічної втоми підповерхневих та поверхневих шарів сталі при терті кочення.

Отже, при недостатній твердості та міцності поверхневих шарів бігової доріжки замкового підшипника механізм руйнування може розглядатися як результат малоциклової пластичної втоми (рис. 4). Справді, у окремих випадках на перших годинах роботи долота навантажена ділянка бігової доріжки вкривається ямками, відбувається брінелювання, а потім поверхневі цементовані шари зазнають локального відшарування (рис. 4, *a*). Далі, робоча поверхня бігових доріжок зазнає значної пластичної деформації, утворюється друга (зміщена у сторону бурта) бігова доріжка. Поверхневі шари піддаються зсуву і бігова доріжка унаслідок розвалювання передеформованих шарів вкрива-



*а – утворення піттингів і їх об'єднання у локальні контактні руйнування та сколювання тонких поверхневих шарів,
б – об'єднання локальних контактних руйнувань з відшаруванням цементованого шару*

Рисунок 7 – Характер руйнування бігової доріжки і навантаженої сторони бурта замкового підшипника на цапфі лапи при забезпеченні вимог до розподілу твердості і міцності по глибині зміцненого шару (цементований шар містить карбіди 3-4, і 5 балів.)

ється лусками товщиною 1-10мкм та довжиною до 5мкм й більше (рис. 4, б). У результаті бігової доріжки швидко втрачають початкові розміри через значну втрату металу у навантаженій зоні. Такий механізм пошкодження і руйнування зафіксований на бігових доріжках цапф лап у яких поверхня мала твердість HRC56-57, а серцевина – HRC22-23.

На те, що руйнування цементованих деталей відбувається не через руйнування цементованого шару, а через низьку міцність шарів, що прилягають до шару, вказує А.И.Петрусевич [23]. У такому випадку глибинні контактні напруження спричинюють значні пластичні деформації, які накопичуються в деяких найбільш напружених ділянках у процесі дії циклічних контактних напружень. У результаті відбувається перерозподіл напружень між цементованим шаром і прилягаючими до нього шарами. Твердий шар перевантажується і в ньому виникає тріщина, яка прогресує із ростом циклів навантаження (рис. 5). Зауважимо, що такий процес є малоцикловим, тобто у даному випадку маємо передчасний вихід з ладу робочої поверхні, що веде до утворення в опорі значних фрагментів зносу і їх подрібнення. У результаті різко падає плавність руху шарошок чи їх раптове зупинення через заклинювання опори. Такі пошкодження і руйнування спостерігали на тих цапфах лап, де поверхня мала твердість HRC64-65, а серцевина – HRC28-29. Також, аналізом виявлено, що між цементованим шаром та серцевиною є різкий перепад у значеннях концентрації вуглецю та твердості.

Відшарування цементованого шару, контактне руйнування та сліди пластичної деформації може також пояснюватися контактною втомою у ділянках, де товщина зміцненого шару є зниженою через надмірне зняття поверхнього шару при механічному обробленні, особливо після шліфування. Такі пошкодження зафіксовано наприклад на цапфах, у яких поверхня мала твердість HRC60-61, а серцевина – HRC27-28 (рис. 6).

Коли твердість поверхневих шарів бігової доріжки рівна HRC62-63, а серцевини – HRC24-25, і забезпечується помірний перехід характеристик міцності по глибині зміцненого шару, то руйнування бігових доріжок відбувається шляхом утворення піттингів і локального

втомного контактного руйнування (рис. 7). При цьому, як правило, зародження тріщин відбувається від дефектів у загартованих шарах. Зокрема, зі зростанням карбідів від 1-3 балів до 3-5 балів, а також при виявленні структурної неоднорідності, забрудненням сталі неметалевими включеннями тощо, збільшується об'єм контактних руйнувань цементованого шару, що підтверджується даними [24].

Отже, механізм руйнування елементів бігових доріжок замкового кулькового підшипника на цапфах лап у першу чергу залежить від якісних показників плавок сталі 19ХГНМА-В. Також вагомий вплив має характер розподілу твердості по глибині зміцнених шарів, отриманий при ХТО та досконалість технології механічного оброблення цапф лап.

З метою покращення фізико-механічних властивостей сталі 19ХГНМА перспективним є збільшення вмісту вуглецю і молібдену. Відомо [21], що при концентрації молібдену до 0,5% він не приймає участі в карбідоутворенні і, залишаючись у твердому розчині (аустеніті), значно підвищує прогартованість цементованого шару та міцність серцевини. Зокрема, в долотобудуванні добре зарекомендувала себе сталь 21ХГНМА. Ця сталь, після термообробки за режимом [14]: 1-е гартування 1163±283К в оливі; 2-е гартування 1113±283К в оливі; відпуск 458±288К на повітрі, набуває практично однакові зі сталлю 19ХГНМА-В фізико-механічні властивості. Також обидві ці сталі дають типову мікроструктуру. Однак сталь 21ХГНМА забезпечує вищу, порівняно зі сталлю 19ХГНМА-В, міцність серцевини. Зокрема на сталі 21ХГНМА можна отримати твердість у серцевині цапф лап 34-40 HRC, у той час, як на сталі 19ХГНМА-В отримують 18-40 HRC.

Провідні виробники шарошkových доліт: „Hughes Christensen Co.“, „Smith International Inc.“, „Reed Tool Co.“, „Security DBS Dresser Industries Inc.“, „Varel Manufacturing Co.“, використовують сталі аналогічні сталям 19ХГНМА та 21ХГНМА зі строго регламентованим хімічним складом, чистотою і фізико-механічними властивостями та здатністю до прогартовування згідно ASTM. При цьому застосовують виключно високоякісні долотні сталі та строго оцінюють якість кожної плавки прокату перед завантаженням у виробництво.

Все це свідчить, що для забезпечення високих експлуатаційних показників опор доліт, долота на сталь повинна відповідати більш жорстким вимогам, ніж ті, що застосовуються згідно існуючих технічних умов.

Стосовно рівня технології механічного оброблення цапфи лапи, то тут добре себе зарекомендувало точіння у розмір та заміна шліфувальних операцій тонким точінням, що докладно описано в [14]. Це дає змогу досягти високої точності конструкторських показників елементів цапф доліт та отримати сприятливий технологічний спадок.

Досить ефективним у підвищенні довговічності замкового кулькового підшипника опор доліт є вдосконалення його конструкції [2, 3].

Оскільки конструкційні розміри опори шарошкового долота строго взаємозв'язані, тому при зміні розмірів замкового підшипника треба змінювати всі інші розміри елементів цієї опори. При розробці нової конструкції опори використано досвід проектування та конструювання таких опор із залученням комп'ютерних технологій (рис. 8).

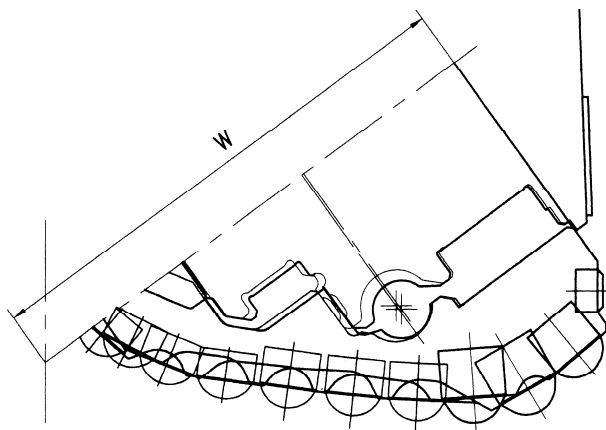


Рисунок 8 – Суміщення базової (товсті лінії) конструкції опори з проектною (тонкі лінії) при проектуванні композиції і параметрів нової конструкції опори із підвищеною вантажністю замкового кулькового підшипника кочення

Взявши за базову конструкцію долото 244,5 ОК-ПГВ-R261У розроблено нову конструкцію опори, що реалізує ідею збільшення вантажності замкового кулькового підшипника. З цією метою, згідно відомої методики [25], а також рекомендацій [19, 26] здійснено пошук оптимальних співвідношень у параметрах конструкції опори. У результаті здійснено порівняльний розрахунок параметрів базової та проектної конструкції замкового підшипника кочення.

Відомо, що динамічна вантажність C , при діаметрі кола, що проходить через центри тіл кочення $D > 25,4$ мм визначається із рівняння [25]:

$$C = f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot 3,647 D_k^{1,4},$$

де f_c – коефіцієнт динамічного навантаження ([25 /-С.73, -Табл. 42]),
 z – число кульок,
 α – номінальний кут нахилу,
 i – число рядів кульок,
 D_k – діаметр кульки.

Отримали підвищення вантажності на 20,987% у проектній конструкції порівняно з базовою (табл. 3). Із подальших розрахунків виявили таке. У базовій конструкції максимальне нормальне напруження в контакті кульки з цапфою лапи в 0,896 разів є більшими, ніж напруження в контакті кульки з шарошкою. У проектній конструкції максимальне нормальне напруження в контакті кульки з цапфою лапи в 0,881 разів є більшими, ніж напруження в контакті кульки з шарошкою.

Таблиця 3 – Дані порівняння показників базової та проекрованої конструкцій замкового кулькового підшипника опори долота

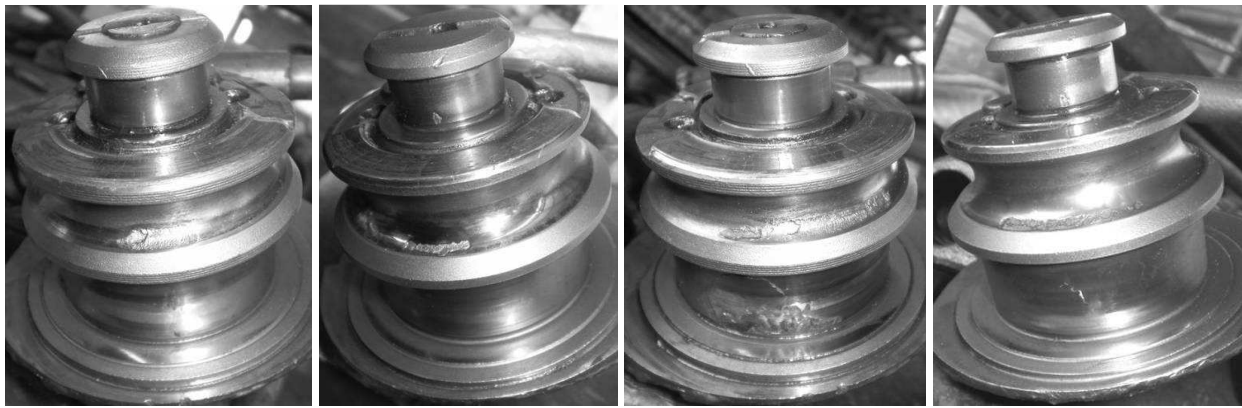
Показник	Базова конструкція	Проектна конструкція
Коефіцієнт динамічного навантаження, f_c	5,66	5,93
Число кульок, z	18	14
Номінальний кут нахилу, α	54°	54°
Діаметр кульки D_k	12,7мм	15,875мм
Динамічна вантажність, C	3,464кН	4,191кН

Деформації в базовій конструкції більше проявляються на цапфі, що підтверджується практикою їх експлуатації: на бігових доріжках утворюється характерне руйнування, що формує, так звану, другу бігову доріжку, яка зсунута по осі в навантаженій зоні. Деформації в проектному варіанті однаково зростуть на цапфі і шарощі в 1,2 рази за рахунок вищого навантаження на кульку (в 1,28 разів) порівняно з базовою конструкцією.

У базовій конструкції навантаження на бігову доріжку цапфи лапи більші, ніж на бігову доріжку шарошки в 1,116 рази. У проектній конструкції навантаження на бігову доріжку цапфи лапи більші, ніж на бігову доріжку шарошки в 1,136 рази.

У проектній конструкції зросли максимальні дотичні напруження в контакті „кулька-цапфа лапи” в 1,366 разів, у контакті „кулька-шарошка” в 1,343 рази.

Можна прогнозувати, що у проектному варіанті, як у радіальному, так і в осьовому напрямку шарошки відносно цапфи слід очікувати збільшення максимального зміщення шарошки у 1,1 разів порівняно з базовою конструкцією.



а

б

в

г

а – серійна цапфа лапи після 50 год
 б – експериментальна цапфа лапи після 50 год
 в – серійна цапфа лапи після 65 год
 г – експериментальна цапфа лапи після 65 год

Рисунок 9 – Порівняння характеру пошкодження і зносу цапф лап доліт 244,50К-ПГВ, що відпрацювали в стендових умовах

Розроблена нова конструкція опори долота, що реалізує ефект збільшення вантажності замкового кулькового підшипника захищена патентом на винахід [27]. Згідно винаходу, при роботі опори розробленої конструкції створено умови для одночасного вступання в роботу і плавного припрацювання всіх її елементів. Це досягається тим, що замковий кульковий підшипник забезпечує стабільність та сприятливі умови функціонування роликів рідких рядів опори, недопускаючи перекошування, затискання й розвертання роликів. Одночасно забезпечується площинність в парі тертя ковзання „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки”. Це зумовлює поступове, зі зносом поверхонь замкового кулькового підшипника, припрацювання поверхонь тертя та забезпечує вибіркоче перенесення, що позитивно впливає на функціонування підшипника тертя. Така узгоджена робота елементів опори долота дає стабільність функціонування опори, підвищує несучу здатність опори.

Запатентована конструкція виявила високі експлуатаційні можливості, що підтвердили результати стендових випробовувань дослідних нових конструкцій опор доліт (рис. 9). Встановлено, що серійна опора отримала пошкодження і руйнування, за яких її подальше функціонування є неефективне через зростання імовірності непрогнозованої та раптової відмови.

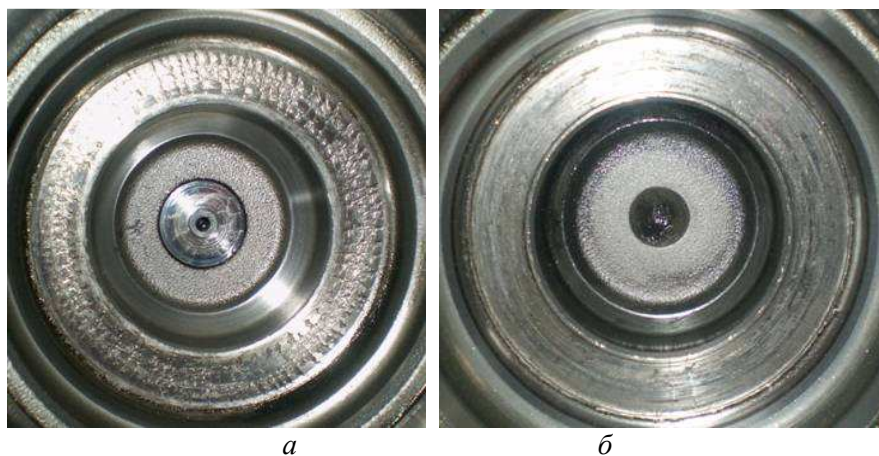
Аналізом результатів стендових випробовувань встановлено [2], що експериментальна конструкція не тільки забезпечує меншу інтенсивність втрати розмірів бігових доріжок і тіл кочення замкового підшипника кочення, а й більшу збереженість інших важливих геометричних параметрів опори. Зокрема зафіксовано відмінності у характері лінійного зношування наплавленого торця лап, цементованого шару упорного торця шарошки. Відтак, фіксували помірне зростання осьового люфту в опорах. Все це позитивно вплинуло на динаміку відпрацювання опор.

Виявлено також, що підшипники „п’ята-підп’ятник” та „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” у серійній конструкції перевантажені, про що свідчать більші пошкодження на цементованому торці (рис. 10). І якщо у початкові години роботи замковий кульковий підшипник не навантажувався, зі зростанням люфтів у опорі та зі збільшенням навантаження на секції за період останніх 10 годин роботи, елементи замкового підшипника серійної опори почали інтенсивно пошкоджуватися. Це призводить до більш швидкого руйнування замкового підшипника серійної опори порівняно з експериментальною.

Експериментальна опора забезпечує краще базування й орієнтування підшипників ковзання. Тут вони працювали по всій робочій площині. У серійних опорах зафіксовано перекошування і нерівномірний знос (по площині перпендикулярній до осі опори) підшипника ковзання „п’ята-підп’ятник” та замкового кулькового підшипника кочення.

Аналізом пошкодження і зносу кульок в досліджуваних опорах виявлено (рис. 11), що експериментальна конструкція створює умови для кращого їх функціонування навіть при збільшенні навантаження на секції. На серійних – зафіксовано характерні пігментні смуги від високих контактних температур. Це свідчить про те, що умови припрацювання та вступання в роботу всіх елементів опори долота, вантажність підшипників, умови тертя в парах „п’ята-підп’ятник”, „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки” необхідно комплексно оцінювати при створенні нових конструкцій опор доліт.

Зауважимо, що серійна опора мала вставний підп’ятник, а експериментальна не передбачала цього, тому необхідно зважати на те, що такі конструкції можуть працювати неефективно [3] через просідання, знос і руйнування цих елементів. Так після 10 годин роботи зафіксовано тріщини на підп’ятнику серійної опори.



а
а – упорний торець серійної шарошки
б
б – упорний торець експериментальної шарошки

Рисунок 10 – Відмінності в характері зносу на 65 годині цементованих упорних торців шарошки підшипника „упорний торець цапфи лапи – упорний торець шарошки”



а
а – тіла кочення із серійної опори;
б
б – тіла кочення із експериментальної опори

Рисунок 11 – Характер пошкоджень тіл кочення досліджуваних опор доліт, що відпрацювали в стендових умовах

Загалом тут пошкодження деталей пари „п’ята-підп’ятник” є аналогічним до описаного в [28].

Отже, під час аналізування динаміки відпрацювання опор в стендових умовах виявлено вищі експлуатаційні показники експериментальної конструкції опори. Стендові дослідження шарошкового долота з розробленою новою конструкцією опори також свідчать про її ефективність.

Для остаточної оцінки ефективності застосування комплексного підходу до підвищення довговічності замкового підшипника кочення (що включає підвищені вимоги до якості плавок долотної сталі 19ХГНМА-В, оптимізації конструкції елементів опор доліт, а також вдосконалення технології виготовлення опор тришарових бурових доліт, що виключає шліфування), виготовлено партію експериментальних доліт 244,5ОК-ПГВ. В таблиці 4 подано відмінності по основних показниках виміряних у ділянці бігової доріжки замкового підшипника кочення на цапфах партії серійних та експериментальних лап бурових доліт. Оцінюючи виміряні показники бачимо, що експериментальні цапфи володіють більш помірним розподілом твердості по глибині зміцнених шарів. Та-

кож, тут не спостерігали широке поле розсіювання показників твердості та концентрації вуглецю, як це виявляли у партії серійних цапф.

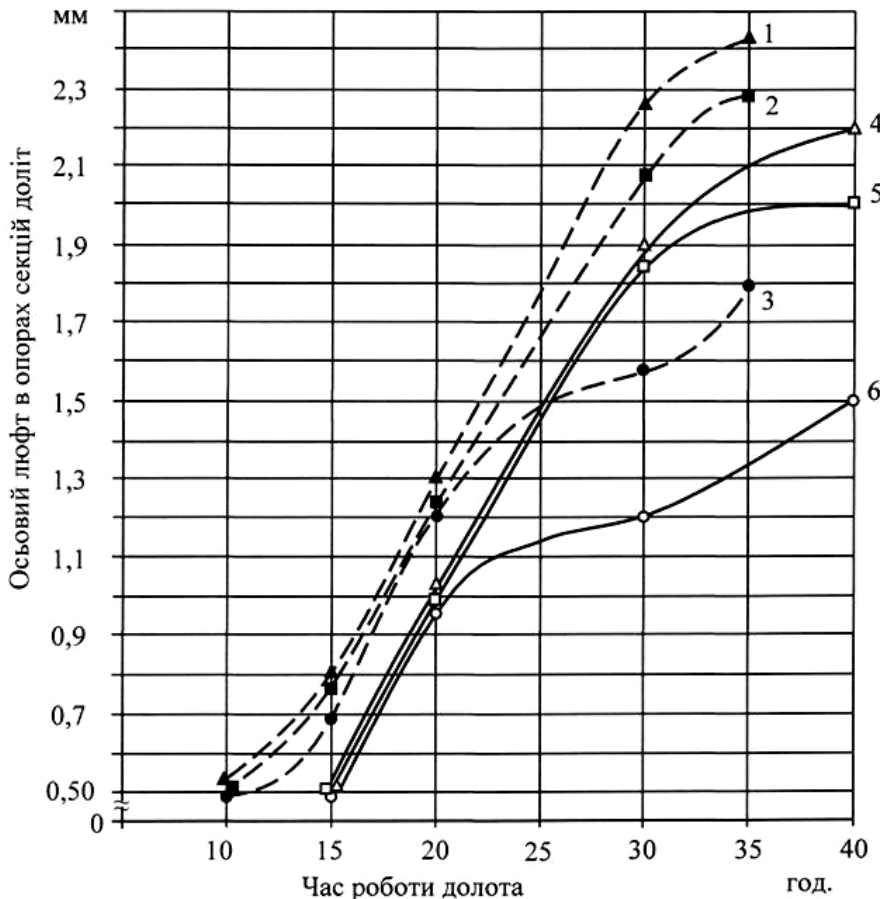
Для відтворення реальних умов буріння, долота спочатку припрацювали 1 год. при осьовому навантаженні 90-90кН і кількості обертів 60об/хв. Далі, поступово збільшували осьове навантаження до 220-250кН, а кількість обертів долота доведено до 70-75об/хв. Буріння проводили на спеціально підготовленому вибої зі сталі 20. У результаті отримали динаміку зростання осьового люфту в опорах секцій доліт у процесі їх працювання у стендових умовах (рис. 12).

Зауважимо, що випробовування серійного долота припинили на 35 год роботи через виявлене підклинювання у секції №2. Як виявилось, тут відколовся фрагмент бурта замкового підшипника та вийшов з ладу великий роликівий підшипник кочення. Секції №1 та №3 зберігали плавність обертання. Експериментальне долото, незважаючи на виявлені значні люфти в секціях №1 та №2 ще могло працювати. Аналізом встановлено, що замковий кульковий підшипник експериментальної опори зазнав більших пошкоджень порівняно із серійною. Тим не менше, збільшення вантажності цього підшипника забезпечує кращу стійкість опори проти перекосувань шарошки відносно осі цапфи лапи. Також характер пошкоджень показує на доцільність підвищення вимог до якості плавок сталі, як щодо чистоти хімічного складу так і щодо прогартовування. Важливим є попередження виникнення деформацій та викривлення лап при термообробках, що після механічного оброблення дає суттєві розсіювання значень товщини цементованого шару.

Випробовування партій доліт із новою конструкцією при бурінні порід твердістю 13-19 одиниць за шкалою Протоцьконова, показували збільшення середнього значення проходки в 1,7 – 1,9 разів порівняно із серійними долотами. Зауважимо, що долота відпрацьовували, як і у стендових умовах, більш стабільно, без раптових відмов через заклинювання опор.

Таблиця 4 – Основні показники виміряні у ділянці бігової доріжки замкового підшипника кочення на цапфах партії серійних та експериментальних лап бурових доліт 244,50К-ПГВ

Цапфа лапи	Глибина цемент. шару, мм	Структура цементованого шару	Твердість по глибині цементованого шару та у серцевині, HRC				
			0,12 мм	0,30 мм	½ h	h	Серц.
Серійна	1,6-2	мартенсит 2-4 б, аустеніт 1-2 б, карбіди 3-5 б.	60-63	56-59	48-52	28-32	22-25
Експериментальна	2,2	мартенсит 2-3 б, аустеніт 2-3 б, карбіди 1-2 б.	61-62	57-58	53-54	37-38	33-35



- 1 – секція №1 (серійна конструкція опори),
- 2 – секція №2 (серійна конструкція опори),
- 3 – секція №3 (серійна конструкція опори),
- 4 – секція №1 (експериментальна конструкція опори),
- 5 – секція №2 (експериментальна конструкція опори),
- 6 – секція №3 (експериментальна конструкція опори)

Рисунок 12 – Динаміка зростання осьового люфту в опорах секцій доліт у процесі працювання в стендових умовах

Висновки. У результаті досліджено характер пошкодження елементів замкового підшипника та основні причини низької довговічності відкритих опор кочення тришарошкових бурових доліт для високообертового буріння. Встановлено взаємозв'язок між принципами вибору долотних сталей, параметрами конструкції елементів опор доліт, рівнем технології їх виготовлення та експлуатаційними показниками опор тришарошкових бурових доліт. Обґрун-

товано ефективність комплексного підходу у підвищенні довговічності замкового кулькового підшипника таких опор, що у цілому розв'язує проблему підвищення довговічності тришарошкових бурових доліт. Цей підхід включає жорсткий вибір плавок долотних сталей відповідно до показників чистоти хімічного складу, прогартування, здатності отримання сприятливих мікроструктури, розподілу концентрації вуглецю та твердості, що у цілому під-

вищує контактну витривалість елементів опори. Другою складовою є підвищення стійкості опори проти передчасного утворення люфтів та перекошувань шарошки відносно осі цапфи лапи. Третьою складовою є вдосконалення технології виготовлення лапи, що ґрунтується на забезпеченні сприятливого технологічного спаду та точності конструкторських параметрів елементів опори.

Надалі перспективним є розробка комплексного підходу у підвищенні довговічності опор доліт, що включає вдосконалення технології їх механічного оброблення. Це повинно підвищити якісні показники та конкурентоздатність вітчизняних бурових доліт.

Література

- 1 Яким Р. С. Вплив експлуатаційних параметрів навантаження в замковому підшипнику тришарошкового бурового долота на його довговічність / Р. С. Яким // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2007. – №1 (15). – С. 67–72.
- 2 Підвищення стійкості опор тришарошkových бурових доліт / Є.І.Крижанівський, Р.С.Яким, Л.С.Шмандровський, Ю.Д.Петрина // Машинознавство. – 2009. – № 8. – С.28–32.
- 3 Яким Р. С. Науково-прикладні засади підвищення довговічності тришарошkových бурових доліт: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.12 / Яким Роман Степанович. – Івано-Франківськ, 2012. – 293 с.
- 4 Пяльченков В. А. Повышение работоспособности шарошечных долот путем рационального распределения нагрузок по элементам вооружения: дис. ... кандидата техн. наук: 05.04.07 / Пяльченков Владимир Александрович. – М., 1983. – 216 с.
- 5 Крылов К. А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот / К.А. Крылов, О. А. Стрельцова. – М.: Недра, 1983. – 206 с.
- 6 Виноградов В. Н. Исследование нагрузки подшипников опоры шарошечного долота поляризаационно-оптическим методом / В. Н. Виноградов, А.Ф.Брагин, В. А. Пяльченков, В. А.Боднарчук / Повышение эффективности технологических процессов газонефтяной и нефтеперерабатывающей промышленности путем обеспечения долговечности оборудования и инструмента / Под ред. В.Н.Виноградова // Труды Московского института нефти и газа им. И.М.Губкина. – Вып. 202. – 1987. – С. 3-9.
- 7 Рымар А. М. Повышение несущей способности подшипников качения опор буровых шарошечных долот: дис. ... кандидата техн. наук 05. 02. 02. / Рымар Александр Миронович. – Львов, 1987. – 263 с.
- 8 Долговечность шарошечных долот / [Жидовцев Н. А., Кершенбаум В. Я., Гинзбург Э. С. и др.]. – М.: Недра, 1992, – 272 с.
- 9 Ремнев В.В. Совершенствование шарошечных долот на основе автоматизированного анализа их элементов на стадиях конструкторского проектирования и испытаний: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.15.10 „Бурение скважин” / В.В.Ремнев. – Уфа, 1994. – 23 с.
- 10 Закиров Н. Н. Теория и практика повышения эффективности работы, надежности и долговечности буровых шарошечных долот: дис. ... доктора техн. наук: 25.00.15, 05.02.13 / Закиров Николай Николаевич. – Тюмень, 2004. – 360 с.
- 11 Блинков О. Г. Пути повышения эффективности работы буровых шарошечных долот: дис. ... доктора техн. наук: 25.00.15. / Блинков Олег Геннадиевич. – М., 2007. – 356 с.
- 12 Давидов Г. Ш. Анализ факторов, влияющих на коэффициент трения в условиях трения качения со скольжением / Г. Ш. Давидов, А. С. Гусейнов, Р. А. Мамедов. // Известия высших учебных заведений: Нефть и газ: сб. научных трудов. – 1991. – № 2. – С. 79 – 83.
- 13 Дацишин О. П. Довговічність і руйнування твердих тіл під час їх контактної циклічної взаємодії / О. П. Дацишин // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2005. – №6. – С.5-25
- 14 Яким Р. С. Теорія і практика забезпечення якості та експлуатаційних показників цементованих деталей шарошковых бурових доліт: монографія / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина. – Івано-Франківськ: Видавництво ІФНТУНГ, 2011. – 189 с.
- 15 Яким Р.С. Контактна витривалість цементованих поверхонь опор Р-К-Р тришарошkových бурових доліт / Р. С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – № 2 (39). – С. 106 – 112.
- 16 Дрогомирецький Я. М. Підвищення довговічності шарошковых доліт для низькооборотного буріння: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.12 / Дрогомирецький Ярослав Миколайович. – Івано-Франківськ, 1999. – 355с
- 17 Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон; [пер. с англ. В.Э. Наумова, А.А.Спектора]; под. ред. Р. В. Гольдштейна. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
- 18 Давидов Г. Ш. Анализ факторов, влияющих на коэффициент трения в условиях трения качения со скольжением / Г. Ш. Давидов, А. С. Гусейнов, Р. А. Мамедов. // Известия высших учебных заведений: Нефть и газ: сб. научных трудов. – 1991. – № 2. – С. 79 – 83.
- 19 Чуб Е. Ф. Реконструкция и эксплуатация опор с подшипниками качения: справочник / Чуб Е. Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 365 с.
- 20 Аналіз працездатності опор Р-К-Р тришарошковых бурових доліт / Є.І.Крижанівський, Р. С.Яким, Л. С. Шмандровський, Ю. Д. Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 2 (27). – С.25–34.
- 21 Контроль качества термической обработки стальных полуфабрикатов и деталей: справочник / [А. Л. Белинький, В. А. Булгаков, В. В. Горюшин и др.; общ. ред. В. Д. Кальнер.] – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
- 22 Яким Р.С. Контактна витривалість цементованих поверхонь опор Р-К-Р тришарош-

кових бурових доліт / Р. С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – № 2 (39). – С. 106 – 112.

23 Петрусевиц А. И. Контактная прочность деталей машин / Петрусевиц А. И. – М.: Машиностроение, 1970. – 64 с.

24 Shiozawa K. Subsurface crack initiation and propagation mechanism of high-strength steel in very cycle fatigue regime” / Kazuaki Shiozawa, Seiichi Nishino, Yuuichi Morii // Proceedings of Third International Conference on Very high cycle fatigue. Ritsumeikan University, Kusatsu, – Japan. – 2004. – р.85-92.

25 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2. – [5-е изд., перераб. и доп.] / Анурьев В. И. – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.

26 Перель Л. Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание: справочник. / Перель Л. Я. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

27 Пат. 94293 Україна, МПК E21B 10/22 (2006.01) Опора шарошкового бурового долота. / Є.І. Крижанівський, Р.С.Яким, Л.Є.Шмандровський, Ю.Д.Петрина, (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № а 2009 04722; заявл. 13.05.09; опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8.

28 Петрина Ю. Д. Вплив конструкторсько-технологічних параметрів на працездатність опор тришарошкових гірничорудних бурових доліт / Ю. Д. Петрина, Р.С.Яким, Т.Б.Пасинович // Нафтогазова енергетика – 2008. – № 1(6). – С.72–77.

Стаття надійшла до редакційної колегії

03.04.14

*Рекомендована до друку
професором **Петриною Ю.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Кіндрацьким Б.І.**
(Національний університет
«Львівська політехніка», м. Львів)*