

1. Кудлик М. Оптимальні швидкість обертання тихохідного колеса та профіль його лопатей за критерієм максимального відбору потужності зі слабких потоків повітря / М. Кудлик, І. Лозовий // Вісн. Національного університету «Львівська політехніка». – Львів. – 2001. – С. 63–67.
2. Кудлик М. Вплив профілю лопаті тихохідного вітроколеса, орієнтації та швидкості його обертання та відбір ним потужності з потоку повітря / М. Кудлик, І. Лозовий // Вісн. Національного університету «Львівська політехніка». – Львів. – 2002. – С. 72–78.
3. Лозовий І. Моделювання роботи лінійно-профільованої лопаті вітроколеса з горизонтальною віссю обертання / І. Лозовий, М. Кудлик // Сб. тр. ІУ Международной научно-практической конференции «Современные проблемы геометрического моделирования». Ч. 2. Мелитополь, 1997. – С. 96–97.
4. Лозовий І. Взаємодія повітряного потоку з робочими лопатями горизонтально-осьового вітроколеса та аналіз впливу їх геометрії на ефективність його роботи / І. Лозовий, В. Придиба, М. Кудлик // Машинознавство. – 1998. – № 9–10. – С. 17–20.
5. Моделювання роботи вітроенергетичної установки з лопатями постійного профілю на радіусі вітроколеса / [Р.В. Зінько, М.Б. Кудлик, Т.І. Круць, І.С. Лозовий] / III Міжнародна науково-технічна конференція "Комп'ютерні науки та інформаційні технології" (CSIT-2008). 25–27 вересня 2008 року НУ «ЛП». – С. 269 – 272.
6. Зінько Р.В. Особливості роботи вітряків з лопатями вітрильного типу / Р.В. Зінько // Науковий вісник НЛТУУ: збірник науково-технічних праць. – Львів : НЛТУУ. – 2011. – С. 101–111.
7. Сарбасов Д.Д. Исследование распределения скорости ветра по ометаемой площади ветроколеса [Електронний ресурс] / Сарбасов Д.Д. – Режим доступу : [http://www.rusnauka.com/27\\_OINXXI\\_2011/Tecnic/3\\_92920.doc.htm](http://www.rusnauka.com/27_OINXXI_2011/Tecnic/3_92920.doc.htm)
8. Санкевич С.А. Разработка алгоритма управления ветроэнергетической установкой, обеспечивающего максимально высокую механическую мощность турбины [Електронний ресурс] / С.А. Санкевич, А.М. Треш. – Режим доступу : [www.polytech.poltava.ua/statti/Tezi\\_2011/0226.pdf](http://www.polytech.poltava.ua/statti/Tezi_2011/0226.pdf)
9. Зінько Р.В. Структурний аналіз плоских схем автовантажотранспортувальних машин. Вимірвальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах / Р.В. Зінько, І.С. Лозовий. – 2001. – № 3. – С. 141 – 143.
10. Зінько Р.В. Графи структуры зв'язків узагальнених координат для автовантажотранспортувальних машин та методика побудови математичних моделей / Р.В. Зінько, І.С. Лозовий // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2001. – Вип. 1. – С. 29–33.
11. Черевко Ю.М. Використання графів структури зв'язків для аналізу механічних систем з пружно зчленованими елементами / Ю.М. Черевко, Р.В. Зінько, І.С. Лозовий // Автошляховик України. – 2009. – № 4. – С. 12–15.

Надійшла 22.5.2012 р.

Статтю представляє: к.т.н. Шпак Я.В.

УДК 622.24.05

О.М. СЕМЕГЕН, З.М. ОДОСІЙ

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

## АНАЛІЗ РОБОТИ БУРОВИХ ШАРОШКОВИХ ДОЛІТ ТА ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ЇХ КОНСТРУКЦІЙ

*Розглянуто актуальність проблеми підвищення довговічності та працездатності бурових шарошкових доліт. Проведено аналіз причин виходу з ладу бурового інструменту в цілому та його елементів зокрема: спрацювання підшипників і заклинювання опор, спрацювання озброєння та інші випадки. Встановлено, що довговічність бурового інструменту в основному визначається механічними і абразивними властивостями гірських порід, параметрами режиму буріння та конструктивними особливостями бурового інструменту, тобто долото ефективно працює, якщо його тип, конструкція і режими відпрацювання відповідають руйнуванню конкретних порід. На основі результатів аналізу, намічено шляхи покращення конструкції з метою підвищення надійності та довговічності бурового інструменту.*

*In the article considered the relevance of increasing longevity and performance drilling roller bits. The causes of breakdown of drilling bits are analyzed in general and its elements such as: bearings wear, deterioration of adopted bits and other cases. Established that the longevity of drilling bits is mainly determined by mechanical and abrasive properties of rocks, setting drilling and design features of drilling bit. That is drilling bit works effectively if its type, construction and setting drilling correspond to the destruction of specific rocks. On the basis of analysis was offered approach the design to improve reliability and longevity of drilling bits.*

Ключові слова: шарошкове долото, озброєння долота, опора долота, вибій свердловини, твердосплавні і фрезеровані зубки, довговічність.

Вступ

На даний час вітчизняна промисловість виготовляє шарошкові долота із твердосплавним та комбінованим озброєнням наступних типів: МЗ, МСЗ, СЗ, ТЗ, ТКЗ, К, ОК; з опорами: А, В, ВУ, НУ; системами змащування і ущільнення опор: ВУ, НУ; для очищення вибою глинистим розчином або водою застосовують такі схеми розміщення промивних каналів: Ц, Г, ЦГ [1]. Область їх використання по мірі зміни конструкцій постійно розширюється. Аналогічні тенденції спостерігаються і в зарубіжній практиці.

Незалежно від конструкції і типорозмірів доліт до них ставлять підвищені вимоги – висока надійність, продуктивність, здатність реалізувати відповідні потужності і крутний момент в залежності від фізико-механічних властивостей розбурюваних порід і міцності бурильної колони. Тому вдосконалення конструкції шарошкового долота, зокрема його робочих елементів: шарошки та опори було і залишається актуальним завданням вирішення якого, дозволить підвищити довговічність та працездатність бурового інструменту в цілому.

#### Основний розділ

Шарошкові долота працюють в найбільш важких умовах у вибої свердловини в порівнянні з роботою іншого бурового обладнання та інструменту: в абразивному середовищі при прикладанні значних динамічних навантажень, маючи діаметр 46–508 мм, сприймають осьові навантаження 2–40 кН, при частоті обертання від 0,7 до 20 с<sup>-1</sup>. Висока енергоємність руйнування гірських порід вимагає підведення до долота великої потужності. Реалізація цієї потужності проходить через невеликі контактні поверхні, що обумовлює високу напруженість роботи елементів долота [2].

Незважаючи на ефективність використання шарошкових доліт, їх надійність та довговічність залишаються недостатньо високими, тому для проведення робіт з метою підвищення їх стійкості необхідно знати причини виходу їх з ладу.

Довготривалі промислові спостереження за роботою шарошкових доліт [3], а також аналіз їх використання виявили наступні причини їх передчасного виходу з ладу, як показано на рис. 1:

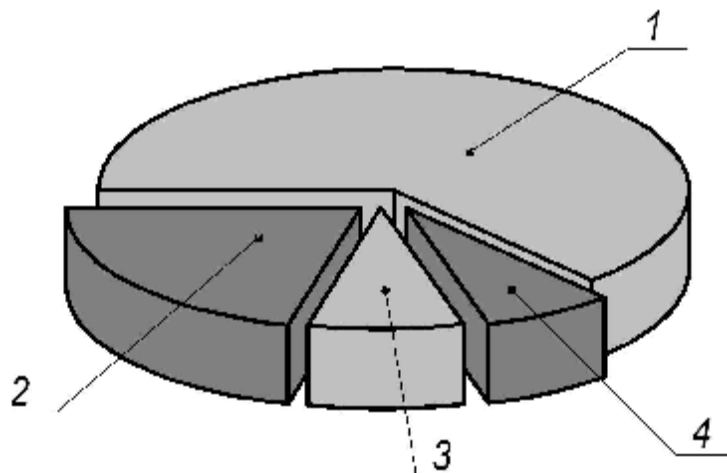


Рис. 1. Причини виходу з ладу шарошкових доліт: 1 – спрацювання підшипників і заклинювання шарошок на опорах 70%; 2 – спрацювання озброєння шарошок 15%; 3 – спрацювання тильного конуса шарошок і спинок лап 10%; 4 – інші випадки 5%

Багаторічними дослідженнями та досвідом експлуатації шарошкових доліт встановлено, що їх працездатність, особливо доліт з твердосплавним озброєнням, визначається зносостійкістю опор. Тому підвищення стійкості опорних елементів має визначальне значення для підвищення довговічності доліт та покращення техніко-економічних показників буріння в цілому. Слід відмітити, що зношування опор призводить до погіршення умов роботи озброєння та знижує його працездатність.

Опора шарошкового долота в більшості випадків має вигляд специфічного трьохрядного підшипника, розміри якого чітко обмежені габаритами шарошок і цапф. Особливістю опори є нерухомість внутрішніх бігових доріжок. Це створює односторонню навантаженість внутрішніх бігових доріжок цапф зі сторони вибою і посилене зношування їх по дузі в 120°–160° [4, 5]. Встановлені допуски на виготовлення складових підшипників доліт створюють посадочні зазори, при яких кут зони навантаження навіть у нових доліт може бути в межах 90°–180° і число тіл кочення, що сприймають навантаження, складає 25–45% від їх загального числа. В процесі зношування підшипників та збільшення зазорів кут зони навантаження і розміри робочих тіл кочення будуть зменшуватися, одночасно збільшуючи швидкість зношування бігових доріжок зі сторони, що повернута до вибою.

На практиці застосовують режими буріння, при яких залежно від величини дійсних посадочних зазорів та розташування зубків на шарошках на бігових доріжках підшипників контактні напруження під найбільш навантаженими тілами кочення зростають до 2000–3000 МПа. Крім того, у всіх випадках (за рахунок неоднакових посадочних зазорів в трьох підшипниках шарошки) роликів підшипників працюють з перекосом, величина якого може досягати ±10'–15'. Такий перекоп може збільшити контактні напруження по краях роликів на 20–25% відносно середнього напруження при відсутності перекопів, що часто приводить до викришування країв роликів. Дуже високі швидкості руху бігових доріжок шарошки і тіл кочення особливо небезпечні в

безсепараторних підшипниках кочення, що мають значні посадочні зазори. Тіла кочення в зоні навантаження в цих підшипниках обертаються в протилежних напрямках один відносно одного та труться зі швидкостями вдвічі більшими, ніж в сепараторі. В результаті цього зростає робота тертя та зношування тіл кочення.

Перекочування зубків шарошок по нерівній поверхні вибою свердловини та перекошування бігових доріжок і тіл кочення приводять до ще більш хаотичного обертання тіл кочення в ненавантаженій зоні підшипників. При вході тіл кочення в навантажену зону в результаті великої різниці між швидкостями бігових доріжок та поверхонь тіл кочення буде виникати проковзування поверхонь, що дотикаються, та їх посилене зношування.

Збільшення радіальних зазорів в процесі зношування долота при відсутності сепаратора в підшипниках шарошок створюють умови для розвертання роликів в доріжках та заклинювання шарошки.

Діючі на опору навантаження не тільки значні за величиною, але й мають знаковмісний динамічний характер, що погіршує й без того важкий режим роботи підшипника. Змащування та охолодження підшипників доліт зазвичай здійснюється промивними рідинами, змащувальні властивості яких в 8–10 разів гірші, ніж у мастил, що значно прискорює процес його зношування. Наявність води в промивних рідинах приводить до водневого окрихчування поверхні. Разом з тим промивні рідини, будучи в тій чи іншій мірі корозійними середовищами, зменшують циклічну міцність металів. Висока температура промивної рідини у вибої (до 200°C), не тільки впливає на інтенсивність корозійних процесів, але й знижує змащувальні властивості промивних рідин і погіршує умови охолодження опор доліт. Зношуванню підшипників також сприяє високий тиск середовища [6, 7, 8].

Важкі умови роботи опор шарошкових доліт погіршуються наявністю в промивній рідині абразивних частинок вибуреної породи. Їх вміст в промивній рідині на виході із свердловини складає 2-5%, а в окремих випадках може сягнути 12%, у вибої він ще вищий [9].

Згідно [10] довговічність опор шарошкових доліт є досить низькою і її величина залежить від способу буріння та інших факторів.

Шарошкові долота руйнують гірську породу втисканням з утворенням відбитків і сколюванням породи між відбитками (долота дроблячої дії) або різанням породи між відбитками (долота дроблячо-сколюючої дії).

Конструктивне оформлення озброєння шарошкових доліт змінюється залежно від розбурюваних порід: число і розташування вінців, форма і розміри зубків (наплавлені або твердосплавні), числа зубків на вінці та розміри і форма їх на вінці [11, 12, 13, 14]. Шарошки на концентричних вінцях оснащуються ріжучими елементами в вигляді фрезерованих зубків з подальшим армуванням твердим сплавом робочих поверхонь, або твердосплавних зубків. За способом розміщення вінців зубків на шарошках розрізняють долота з самоочисними і не самоочисними шарошками. В самоочисних зубчастий вінець однієї шарошки входить в проточку між вінцями другої шарошки. Це дозволяє трохи збільшити об'єм тіла шарошки, опори і збільшити об'єм очистки долота від в'язкої породи.

Зубки шарошки експлуатуються в особливо важких умовах. За рахунок сумісної дії статичних і динамічних навантажень та абразивної дії породи, що руйнується, зубки повинні бути одночасно високоміцними і зносостійкими [15, 16].

При обертанні долота шарошки обертаються навколо своєї осі при цьому зубки контактуючи з вибоєм сприймають деформації, різні за характером та величиною. Тіло зубка в поперечному перерізі сприймає стиск і знаковмісний згин. Максимальна величина згинаючих напружень є біля основи зубка, а стискаючих - біля його вершини. Зворотно-поступальне переміщення долота і поздовжні коливання низу бурильної колони призводять до прямого удару зубків по породі без перекочування. На поверхнях зубків, що контактують з гірською породою, особливо в притупленій частині, виникають значні за величиною контактні напруження, що залежать від твердості породи та інших факторів. Руйнуючи гірську породу, що має певні абразивні властивості, і перекочуючись по вибою з проковзуванням, зубки шарошки піддаються ударно-абразивному зношуванню, а також абразивному при проковзуванні. Високі швидкості проковзування зубків шарошкових доліт по породі приводять до місцевого нагрівання їх в зоні контакту з породою до 1000°C, що не тільки збільшує інтенсивність абразивного зношування, але й сприяє утворенню тріщин при наступному різкому охолодженні в промивній рідині [17, 18, 19].

Діючі на зубки навантаження мають циклічний характер з числом циклів напружень до 18 Гц при турбінному бурінні і до 3 Гц при роторному. За час роботи долота на вибої загальне число циклів навантажень ( $1 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^5$  та вище) є достатнім для настання втомного зношування металу, особливо в умовах високих напружень, наявності різких переходів від тіла шарошки до зубка. Втомна міцність озброєння долота як і для опор долота знижується в результаті взаємодії з корозійно-активним середовищем [20, 21].

Аналіз закономірностей зношування та руйнування твердосплавного озброєння показав, що працездатність твердосплавного озброєння обмежується ударно-втомним зношуванням зубків, яке виникає під дією циклічних ударних і згинаючих знаковмісних навантажень. Характер зародження та поширення тріщин в твердому сплаві обумовлює зв'язок між його довговічністю та параметрами її механіки руйнування. Дослідження М.О. Жидовцева, В.Я. Кершенбаума, Е.С. Гінзбурга [22], С.В. Монтика [23] показали можливість застосування параметрів механіки руйнування для кількісного опису деяких аспектів мікро- та макроруйнування твердого сплаву, яке в значній мірі визначає механізм зношування озброєння.

Зокрема, тріщиностійкість і величина пластичної зони в вершині тріщини використовувались в якості критеріїв зносостійкості твердого сплаву. Встановлено [24, 25], що при абразивному зношуванні з ростом твердості озброєння збільшується його чутливість до концентраторів напружень, які визначають його стійкість і міцність.

Промивка вибою свердловини є обов'язковим технологічним процесом буріння свердловини і призначена для очищення його від шламу, для охолодження робочих елементів долота в процесі руйнування гірської породи. Відомо [26, 27] що, для ефективної роботи долота промивний вузол має настільки ж важливе значення, як і озброєння та опора.

Конструкція промивного вузла долота визначається вимогами до очищення вибою свердловини, формування потоків промивної рідини, що виходять з вибою і його руйнування. Найбільш часто промивна система в долотах включає: внутрішню поверхню долота, підвідний канал і центральний отвір круглого січення. Гідромоніторна промивна система виконується переважно у долотах типу М, МЗ, МСЗ, С, СЗ і забезпечує швидкість витікання промивної рідини з насадок - 80-120 м/с. Повне перекриття вибою шарошками викликає значні труднощі за напрямом струменю безпосередньо на вибій. Останнім часом в конструкціях доліт використовують комбіновану промивну систему ЦГ, яка є найбільш ефективною.

Бурове шарошкове долото було винайдене більше ста років тому, і з того часу проєктанти та експлуатаційники безперервно намагаються вдосконалити його конструкцію з метою підвищення довговічності та надійності під час його експлуатації. Важкі енергетичні і гідродинамічні умови роботи, а також конструктивні особливості передбачають низьку стійкість і підвищене зношування [28] бурових доліт. Встановлено, що долото ефективно працює тільки в тому випадку, якщо його тип, конструкція і режими відпрацювання відповідають призначенню тобто руйнуванню конкретних порід.

Виробництвом шарошкових доліт займаються такі провідні фірми світу, як Hughes Christenses Co. (США), Smith International Inc. (США), TIX Corporation TSK Division (Японія), King Dream (Китай) та інші. В Україні виробником шарошкових доліт є ВАТ «Дрогобицький долотний завод», який разом з одним із провідних підприємств Росії АТ «Волгабурмаш» входить до складу холдингової компанії.

Згадані організації розгортають роботи, щодо створення конструкції та підбору матеріалів ущільнень і опор із зменшенням тепловиділенням та розробленням опор шарошкового долота без ущільнень. Вибраний напрям досліджень вимагає створення зносостійких опорних поверхонь. При цьому мастильним та охолоджуючим матеріалом повинен бути буровий розчин. Перспективним матеріалом для використання у бурових долотах на сьогодні є алмаз, який володіє високою зносостійкістю, що значно перевищує зносостійкість твердого сплаву та ефективно відводить тепло від поверхонь тертя [28]. Сьогодні вже проводяться науково-дослідні роботи, щодо застосування в опорах долота алмазних підшипників та використання твердосплавних зубків з алмазним покриттям в озброєнні бурового інструменту. Проте таке впровадження пов'язано перш за все з дороговизною виготовлення такого долота та в більшості випадків більшість підприємств не володіють достатньою матеріально-технічною базою для забезпечення якості виконання технологічного процесу виготовлення такого породоруйнівного інструменту. Тому шарошкови долота з твердосплавним озброєнням шарошок все ще залишаються найбільш оптимальним породоруйнівним інструментом, що забезпечує близько 85–90% обсягу бурових робіт в світі [28], не дивлячись на велику різноманітність асортименту породоруйнівного бурового інструменту.

Також дослідниками не в достатній мірі вивчено природа і характер зношування озброєння бурового інструменту при руйнуванні порід м'якої і середньої твердості, та мало уваги приділено питанням зберігання ефективності руйнування гірської породи в процесі зношування елементів озброєння. Виходячи з цього, значний вплив на ефективність роботи зубків при роботі в умовах суттєвого їх заглиблення в гірську породу, впливає форма зубків та їх геометрія робочих органів зубків та їхні комбінації при озброєнні шарошок і долота в цілому, за рахунок забезпечення самозаточування озброєння шарошок бурового долота в процесі буріння раціональним розміщенням твердого сплаву на наплавлених поверхнях при збереженні стійкості долота. Не використані в цьому напрямку можливості раціонального розміщення твердого сплаву на наплавлених поверхнях, розташування зубків по вінцях і самих вінців в тілі шарошки.

### **Висновки**

В результаті проведеного аналізу встановлено, що для підвищення довговічності і надійності шарошкових доліт потрібно удосконалювати не кожен елемент долота окремо, а сукупність всіх досліджуваних складових (опори, озброєння, промивної системи). Удосконалення конструкції долота зокрема його робочих поверхонь та елементів: шарошки і опори повинні відзначитися за можливістю максимальною зносостійкістю під час роботи з твердими та абразивними породами, при цьому вони повинні мати також високу втомну міцність, тобто витримувати циклічну дію високих статичних і динамічних навантажень, що діють на долото під час буріння свердловин.

Один із напрямків підвищення стійкості опори шарошкового долота є удосконалення схеми розміщення підшипників, що забезпечить оптимальні робочі зазори, забезпечить кращу можливість змащування елементів підшипників.

Для забезпечення більш ефективного буріння свердловин, з метою надійного видалення шламу з вибою та охолодження робочих елементів, зокрема зубків, необхідно вдосконалювати комбіновані промивні системи шарошкових доліт та підвищувати швидкість витікання промивної рідини з насадок, конструкція яких забезпечує напрямлення струменя безпосередньо на вибій. Крім того використання більш якісних

бурових розчинів, що покращують очищення від вибуреної породи, які володіють хорошими мастильними властивостями.

## Література

1. Механіка руйнування і міцність матеріалів : [посібник] / Під заг. ред. В.В. Панасюка. – К. : Наук. думка, 1988. – ISBN 5-12-000300-1.
2. Міцність та довговічність нафтового обладнання / Під. ред. В.І. Похмурського, Є.І. Крижанівського. – Львів – Івано-Франківськ: Фізико- механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с. – ISBN 978-966-694-076-9.
3. Закиров Н.Н. Контактная прочность вооружения буровых долот / Н.Н. Закиров // Бурение и нефть. – 2003. – №7–8. – С. 46–47
4. Марик В.Б. Підвищення стійкості тришарошкових доліт проти спрацювання / В.Б. Марик, С.Д. Проць // Нафтова і газова промисловість. – 1997. – № 3. – С. 9–12.
5. Увеличение долговечности опор буровых долот / Ю.Н. Цветков, В.В. Евдокимов, Ю.Н. Жиркин, В.Н. Виноградов // Хим. и нефт. машиностроение. – 1992. – № 7. – С. 22–23.
6. Карпенко Г.В. Влияние среды на прочность и долговечность металлов / Карпенко Г.В. – К. : Наук. думка, 1976. – 127 с.
7. Кахраманов Х.Т. Влияние пластовых вод нефтяных свай на коррозионную стойкость деталей / Х.Т. Кахраманов, Н.С. Фаталиев, А.Л. Подшибякина // Хим. и нефт. машиностроение. – 1991. – № 2. – С. 31–32.
8. Крыжановский Е.И. Влияние бурового раствора на выносливость замковых физ.-соединений / Е.И. Крыжановский // Физ.-хим. механика материалов. – 1977. – № 3. – С. 99–101.
9. Шрейнер Л.А. Влияние жидких сред на износ закаленных сталей и твердых сплавов при трении о горные породы / Л.А. Шрейнер, К.М. Садиленко // Вопросы деформации и разрушения горных пород при бурении М. : ГОСИНТИ, 1961. – С. 96–101.
10. Новые износостойкие материалы для тяжело нагруженных опор скольжения шарошечных долот / В.В. Фадин, А.В. Колубаев, В.И. Ковешников, С.П. Баталов // Хим. и нефт. машиностроение. – 1992. – № 12. – С. 22–23.
11. Бугай Ю.Н. Центробежно–армированный породоразрушающий инструмент / Ю.Н. Бугай, И.В. Воробьев. – Львов: Выща школа, 1989. – 290 с.
12. Виноградов В.Н. Ударно-абразивный износ буровых долот / Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Шрейбер Г.К. – М. : Недра, 1975. – 167 с.
13. Романив О.Н. Механика коррозионного разрушения конструкционных сплавов / О.Н. Романив, Г.Н. Никифорчин. – М. : Металлургия, 1986. – 296 с.
14. Палащенко Ю. Буровые шарошечные долота для твердых и крепких пород с оптимальными кинематическими параметрами / Ю. Палащенко // Бурение и нефть. – 2010. – № 10. – С. 54–56.
15. Чернець М. До питання про аналітичну оцінку стійкості озброєння шарошкових доліт / М. Чернець, П. Яремек // Машинознавство. – 2002. – № 39 (63). – С. 38–41.
16. Майстренко А.Л. Прогнозирование износостойкости хрупких материалов по твердости и трещиностойкости / А.Л. Майстренко, С.Н. Дуб // Зав. лаб. – 1991. – № 2 – С. 52–54.
17. Перетолчин И.В. Породоразрушающий инструмент для станков вращательного бурения / И.В. Перетолчин. – Иркутск : Восточно - Сибирское книжное изд-во, 1985.
18. Майстренко А.Л. Вязкость разрушения твердых сплавов, используемых в буровом инструменте / А.Л. Майстренко // Физ.-хим. механика материалов. – 1979. – №4. – С. 122–124.
19. Шрейнер Л.А. Влияние промывочных жидкостей на износ долот / Л.А. Шрейнер // Промывочные растворы для бурения скважин. – М. : Гостоптехиздат, 1962. – С. 75–79.
20. Попов А.Н. Особенности кинематики взаимодействия вооружения долот с горной породой при разбуривании терригенных обложений / А.Н. Попов, А.И. Спивак, Б.Н. Трушкин // Бурение. – 1972. – № 2. – С. 8–11.
21. Потапов Ю.Ф., Шевалдин П.Е., Матвеев А.М. Использование механических свойств пород для совершенствования вооружения долот и обоснование выбора типа породоразрушающего инструмента / Ю.Ф. Потапов, П.Е. Шевалдин, А.М. Матвеев // Проектир. режимов турбин. бурения. – М. : Недра, 1974. – С. 52–63.
22. Шрейнер Л.А. Механические и абразивные свойства горных пород / Л.А. Шрейнер. – М. : Гостоптехиздат, 1958. – 202 с.
23. Долговечность шарошечных долот / Н.А. Жыдовцев, В.Я. Кершенбаум, Э.С. Гинзбург и др. – М. : Недра, 1992. – 266 с.
24. Монтик С.В. Долговечность комбинированных твердый сплав-сталь зубков сложной формы и разработка критерия ее оценки : автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук. – М., 1995. – 20 с.
25. А.с. 1484896. СССР, Дрогобычский долотный завод Е21 В10/08. Шарошка бурового долота / Ю.Е. Владиславлев, В.И. Поздняков, В.В. Садомов, Р.И. Гук, У.Н. Якимчук (СССР). – №4273689/23-03 ; заявлено 01.07.87 ; опубл. 07.06.89, Бюл. № 21.
26. Палий П.А. Буровые долота / П.А. Палий, К.Е. Корнеев. – М. : Недра, 1981.

27. Марик В.Б. Основи методики проектування доліт з новими промивальними вузлами / В.Б. Марик // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – № 6. – С. 10–12.
28. Блохин В.С. Повышение эффективности бурового инструмента / В.С. Блохин. – К. : Техника, 1982. – 160 с.
29. Марик В.Б. Актуальні проблеми тришарошкових доліт / В.Б. Марик, Є.І. Крижанівський, В.С. Довжок // Розвідка та розробка нафтогазових і газових родовищ. – 2003. – № 2 (7). – С. 109–112.

Надійшла 3.5.2012 р.  
Рецензент: д.т.н. Панчук В.Г.

УДК 621.22-226

Л.Г. КОЗЛОВ, С.М. ЛОЗОВСЬКИЙ, О. Г. ГОНЧАРЕНКО  
Вінницький національний технічний університет

## ГІДРОПРИВОД З НЕЗАЛЕЖНИМ ВІД НАВАНТАЖЕННЯ РОЗПОДІЛОМ ПОТОКІВ

*Розроблений гідропривод з незалежним від навантаження розподілом потоків, який забезпечує одночасну роботу від одного насоса двох гідродвигунів при можливості пропорційного регулювання і стабілізації швидкості кожного з них. На основі розрахункової схеми створено математичну модель і проведені дослідження з виявлення витратних характеристик гідропривода.*

*Developed a hydraulic drive with load-independent distribution of flow, which provides simultaneous operation of one pump two hydraulic drive with the possibility of proportional control and stabilize the speed of each of them. Based on a design scheme, drawn up a mathematical model and carried out research to identify the flow rate characteristics of a hydraulic actuator.*

Ключові слова: гідропривод, розподіл потоків.

### Вступ

Перехід на гідроприводи, які керують потоком робочої рідини до гідродвигунів незалежно від навантаження на виконавчих механізмах (гідроциліндрах, гідромоторах) є однією з основних тенденцій на сьогоднішній день. Такі гідроприводи отримали назву «гідроприводи з незалежним від навантаження розподілом потоків» [1, 2].

Вони використовуються в мобільних машинах, які працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режими роботи таких гідроприводів характеризуються частими вмиканнями та вимиканнями гідророзподільників, змінними величинами швидкості руху та навантаження на робочих органах. Ці обставини з урахуванням того, що гідропривод автоматично реагує на зміну величини потоку до робочого органа і зміну навантаження на гідродвигунах визначають необхідність дослідження витратних характеристик.

### Основний розділ

На рис. 1 представлена схема гідропривода, розробленого у ВНТУ. Схема включає в себе насос 1, дроселі 2 та 3, гідроциліндр 4, гідромотор 5, регулятори 6 та 7, золотники 8 та 9 з пружинами 14 та 15, гідролінії 10-12.

Представлена схема гідропривода працює наступним чином.

Витрата  $Q_N$  від насоса 1 подається в гідролінію нагнітання 10 та розділяється на 2 частини витрати ( $Q_1$  та  $Q_2$ ) пропорційні величинам площ  $f_1$  та  $f_2$  дроселів 2 та 3. Витрата  $Q_1$  поступає через робоче вікно  $F_3$  регулятора 6 до циліндра 4, визначаючи швидкість руху  $V_C$  його поршня. На вході в гідроциліндр 4 та гідромотор 5 встановлюються тиски  $p_C$  та  $p_M$  пропорційно навантаженню  $T_H$  та моменту  $M_H$ . Одночасно робоча рідина під тиском  $p_1$  поступає до регулятора 7, на золотник 9 якого також діє робоча рідина під тиском  $p_N$ , що поступає від насоса 1. Золотник 8 регулятора 6 і золотник 9 регулятора 7, що знаходяться під дією тисків  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_N$  та пружин 13 та 14 відповідно будуть підтримувати на дроселях 2 та 3 постійні перепади тисків  $\Delta p_{dp1} = p_N - p_1$  та  $\Delta p_{dp2} = p_N - p_2$ , що не залежать від величин навантаження  $T_H$  та моменту  $M_H$ , а відповідно величини витрат  $Q_1 = Q_C$  та  $Q_2 = Q_M$ , що поступають до гідроциліндра 4 та гідромотора 5 не будуть залежати від величини навантаження  $T_H$  та моменту  $M_H$ . Змінюючи величину площ  $f_1$  та  $f_2$  дроселів 2 та 3 можна пропорційно змінювати величини витрат  $Q_1$  та  $Q_2$ . У випадку, коли  $Q_1 + Q_2 > Q_N$ , регулятор 7 закривається і вся витрата  $Q_N$  насоса 1 буде поступати в лінію нагнітання 10 і далі через дроселі 2, 3 та регулятор 6 до гідроциліндра 4 та гідромотора 5. При цьому вікно  $F_3$  регулятора 6, через який живиться менш навантажений гідроциліндр 4 частково закривається і створюються умови при яких витрати  $Q_1$  та  $Q_2$ , що поступають до гідроциліндра 4 та гідромотора 5