

## ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖЕННЯ В РОЛИКОВОМУ ПІДШИПНИКУ ТРИШАРОШКОВОГО БУРОВОГО ДОЛОТА НА ЙОГО РОБОТУ

Р.С.Яким

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: public@nung.edu.ua

*Осуществлена оценка влияния сопротивлений и деформаций, возникающих при прижимании ролика к буртику цапфы. Установлена аналитическая зависимость влияния геометрических параметров роликовых рядов опоры на работоспособность шарошечного долота.*

*The influence of strengthes and deformations, which spring up when the roller is pressed to the pilot pin flange, has been appraised. The analytical dependence of influence of the bearing roller rows geometrical parameters on the cone rock bit efficiency has been determined.*

Довговічність опори тришарошкового бурового долота, виконаного за схемою ролик-кулька-ролик (РКР), залежить від інтенсивності зношування і руйнування робочих поверхонь цапфи, шарошки і тіл кочення. Характер зношування і руйнування елементів опори є різним. Він суттєво міняється в залежності від режиму буріння і умов роботи долота на забої. Це пов'язано з нерівномірним і складним навантаженням різних ділянок поверхонь опори, конструкцією, технологією виготовлення і розмірами долота, зі зміною умов тертя на контактуючих поверхнях у міру зношування і руйнування цементованого шару. Тому вивчення впливу експлуатаційних параметрів навантаження в роликівому підшипнику на роботу долота є актуальним з огляду на пошук резервів підвищення його довговічності. В цьому напрямку рядом дослідників отримано значні досягнення [1-9]. У результаті того, що автори по різному оцінюють переважальний вплив того чи іншого фактора умов експлуатації чи виготовлення роликівому підшипника, існують суперечливі рекомендації стосовно напрямку підвищення довговічності та ефективності роботи роликівих рядів опори шарошкового бурового долота.

Аналіз довговічності бурових доліт [1, 2] виявив викришування буртів бігових доріжок цапфи. Як з'ясувалося, підвищення інтенсивності зношування елементів роликівому підшипника зумовлене появою на його елементах віспоподібного викришування. Зношування цапфи є більшим, ніж роликів і шарошки, що проявляється в більш високій інтенсивності зношування і в скороченні періоду втомного зношування. Процес віспоподібного викришування з накопиченням втомних процесів в поверхневих шарах металу інтенсифікує процес зародження і розвиток тріщин. Зношування ролика по торцю суттєво збільшує зазори в роликівому підшипнику, що призводить до їх перекосів та розвертання. Проте вплив цього явища на роботу притиснутого до буртика ролика автори не розглядають.

Виявлене авторами [3] сколювання та неоднорідне зношування буртів лап було пояснене

нестабільністю термічної обробки. При цьому процеси динаміки елементів кочення, які сприяють цим явищам, залишаються поза увагою.

При дослідженні роботи елементів роликівих рядів опори [4] зафіксовано різні швидкості переміщення тіл кочення в нижній і верхній частинах порожнини опори, яка утворена біговими доріжками цапфи і шарошки. Різниця в швидкостях переміщення зумовлює концентрацію тіл кочення у верхній частині опорного вузла, що, в свою чергу, призводить до виникнення тертя між тілами кочення і їх проковзуванням відносно бігової доріжки. Це явище може бути однією з причин підвищеного і нерівномірного зношування опорних вузлів шарош.

В роботі [5] встановлено, що збільшення навантаження на долото та швидкості обертання долота сприяє сповільненню росту чи зменшенню навантажень, що діють на упорні і радіально-упорні підшипники опор шарошок. Особливо різко змінюється навантаження при різновисотності шарошок. Радіальне биття також сприяє нерівномірності навантаження периферійних підшипників. Однак в роботі не розглядається явище тертя ковзання периферійного ряду роликівому опори по бурту бігової доріжки цапфи, що суттєво впливає на експлуатаційні характеристики долота.

Вивчення навантаження роликівому ряду опори [6] виявило, що навантаження, яке припадає на роликівий підшипник, як правило, сприймає 4-5 роликів з навантаженої сторони цапфи. Зі збільшенням радіального зазору спричиненого зношуванням підшипника і зменшенням навантаження на долото, величина проковзування зростає. Проте, поза увагою автор залишає явище проковзування по забою шарошки, спричинене виникненням опору в роликівому опорі.

Вивчення працездатності шарошкових доліт [7] дало можливість встановити, що проковзування в підшипникових опорах призводить до виникнення тертя ковзання, а це сприяє абразивному і втомному зношуванню. В навантаженої зоні ковзання сусідніх роликів при їх

обертанні в протилежних напрямках призводить до більшого зношування тіл кочення у порівнянні з рештою елементів опори. Проте, процеси деформації тіл кочення залишаються поза увагою. Також не розглядається виникнення моменту опору обертання ролика при притисканні його до буртика цапфи.

Вивчення впливу зазорів на вступання в контакт торців периферійних роликів з суміжним уступом шарошки [8, 9] виявило інтенсивне зношування периферійних роликів по довжині і бурті „постелі” зі сторони основи цапфи. Резерв підвищення працездатності опори автори вбачають у встановленні оптимальних радіальних зазорів, збільшення зносостійкості тіл кочення та бігових доріжок. При цьому не береться до уваги співвідношення міцності та зносостійкості матеріалів елементів підшипникового вузла долота. Зменшення зміщення шарошки при контакті бурта шарошкової доріжки цапфи з сторони малого роликового підшипника з суміжним уступом шарошки спричинює до значних контактних навантажень. Це призводить до крихкого руйнування перевантаженої ділянки уступу цапфи з випаданням запресованої в торець опори твердосплавної пластини чи сколювання наплавленого шару (рис. 1).



а



б

а – крихке руйнування перевантаженої ділянки уступу цапфи з випаданням запресованої в торець твердосплавної пластини;  
б – утворення тріщин і сколювання наплавки на торці цапфи

**Рисунок 1 – Руйнування бурту малого підшипника та торця цапфи**

Для усунення вище викладених суперечностей та прогалин була поставлена задача дослі-

дити процес виникнення та подолання опорів, які виникають в роликових рядах опори, а також вивчити вплив геометричних параметрів роликових рядів опори на працездатність шарошкового долота.

Гіпотезою дослідження є твердження про те, що експлуатаційні навантаження визначають вимоги до конструкційних та механічних параметрів, які необхідно враховувати при проектуванні роликових рядів опори шарошкового долота. При цьому припускається, що навантаження роликів спричинює деформацію, виникнення опорів коченню роликів.

Для аналітичного аналізу використовувався досвід експлуатації шарошkových доліт. Проводився також аналіз зношених елементів ряду роликового підшипника шарошkových бурових доліт з опорою ролик-кулька-ролик (РКР).

Для вивчення механізму руху роликів периферійного підшипника використовувався токарно-гвинторізний напівавтомат ІА-730. Швидкість обертання зовнішнього кільця підшипника змінювали в межах 80-150 об/хв., навантаження становило 2000–3000 Н.

Відомо, що зі збільшенням навантаження на ролик і швидкості опір коченню зростає. Проте, зі збільшенням контактних навантажень суцільна масляна плівка роздавлюється і процес кочення відбувається в умовах граничного тертя [10]. Тому мастило не здійснює суттєвого впливу на зміну опору коченню для чистих поверхонь [11]. Це дало можливість розглядати процес роботи елементів роликового ряду опори долота, не враховуючи мащення.

Внаслідок нахильності осі цапфи, реакція забою свердловини на елементи опори долота діє у двох напрямках – радіальному і осьовому. Сили, що діють в осьовому напрямку, стискаючи ролики і шарошки між буртиками бігових доріжок шарошки і цапфи, призводять до їх нераціонального спрацювання. Внаслідок такого спрацювання в опорі створюються осьові люфти, які приводять до більш нерівномірного розподілу діючих навантажень між рядами опор долота.

При навантаженні елементів опор долота у порівнянні з кульковими рядами, в роликових рядах будуть виникати два види опорів, які виникають внаслідок тертя основи ролика по буртику цапфи і деформації контактних поверхонь тіл кочення.

Якщо в зоні навантаження ролик з деякою силою  $F_{00}$  притискається до буртика цапфи (рис. 2), то, внаслідок тертя на контактних поверхнях, буде виникати деякий момент  $M_{00}$  опору обертанню ролика. Приймаючи рівномірний розподіл питомого опору на контактній поверхні тертя, можна записати:

$$p = \frac{F_{00}}{\pi r_0^2}, \quad (1)$$

де:  $p$  – питомий тиск в основі ролика;  
 $r_0$  – радіус ролика.

Оскільки елементарна сила опору  $dp$  на елементарній площі контакту тертя  $ds$  рівна

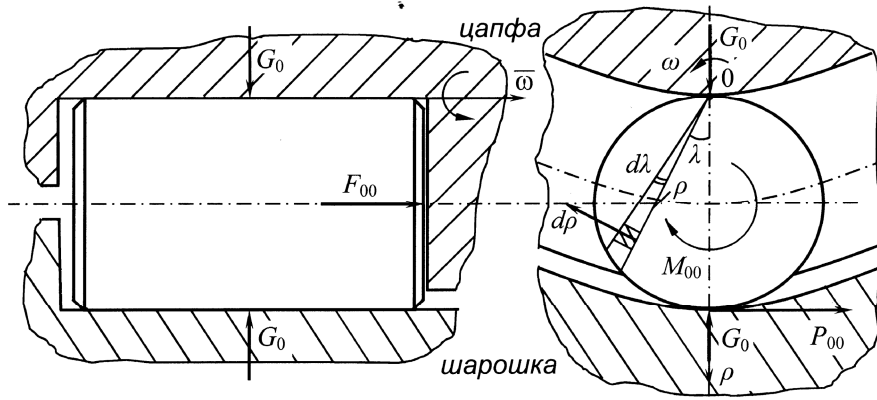


Рисунок 2 — Тертя-ковзання верхньої основи роликів периферійного ряду опори по буртику бігової доріжки цапфи

$$dp = fpds = \frac{fF_{00}}{\pi r_0^2} ds, \quad (2)$$

то момент цих елементарних сил відносно миттєвої осі обертання ролика буде

$$M_{00} = \frac{fF_{00}}{\pi r_0^2} \iint \rho ds, \quad (3)$$

де:  $f$  – коефіцієнт тертя контактної площі верхньої основи ролика по буртику цапфи;

$\rho$  – відстань від елементарної площадки до миттєвої осі обертання ролика.

Введемо полярну систему  $0\rho\lambda$ , яка має початок на миттєвій осі обертання ролика. Спрямовуючи полярну вісь  $0\rho$  через центр основи ролика, можна записати

$$ds = \rho d\rho d\lambda, \quad (4)$$

тоді з рівняння (3) отримаємо

$$M_{00} = \frac{fF_{00}}{\pi r_0^2} \iint \rho d\rho d\lambda = \frac{fF_{00}}{3\pi r_0^2} \int \rho^3 d\lambda. \quad (5)$$

Використовуючи рис. виразимо  $\rho$  через  $\lambda$

$$\rho = 2r_0 \cos \lambda, \quad (6)$$

Здійснюючи підстановку

$$t = \sin \lambda \quad i \quad d\lambda = \frac{dt}{\cos \lambda},$$

отримаємо

$$\begin{aligned} M_{00} &= \frac{8r_0 f F_{00}}{3\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \cos^3 \lambda d\lambda = \\ &= \frac{8r_0 f F_{00}}{3\pi} \int (1-t^2) dt = \\ &= \frac{8r_0 f F_{00}}{3\pi} \left[ \sin \lambda - \frac{1}{3} \sin^3 \lambda \right]_{-\pi/2}^{\pi/2}, \end{aligned}$$

звідки

$$M_{00} = \frac{32r_0 f F_{00}}{9\pi}. \quad (7)$$

Тягова сила  $P_{00}$ , необхідна для подолання моменту опору (7), буде

$$P_{00} = \frac{M_{00}}{2r_0} = \frac{16fF_{00}}{9\pi}. \quad (8)$$

Як видно з виразу (8), тягова сила  $P_{00}$ , необхідна для подолання моменту опору тертя в основі ролика, прямо пропорційна осьовому навантаженню  $F_{00}$  і коефіцієнту тертя  $f$  та не залежить від геометричних параметрів ролика.

Наші спостереження за перекошуванням роликів у безсепараторних роликових підшипниках марки 102306 К (рис. 3) виявили явище удару роликів, які переміщуються з навантаженої зони в ролик, що знаходиться під навантаженням. Було помічено, що зі збільшенням швидкості обертання зовнішнього кільця підшипника і його навантаження інтенсифікується явище проковзування та вібрації роликів у ненавантаженої зоні. Це дає можливість припустити, що при швидкому русі ролика з ненавантаженої зони в навантажену зростає момент опору обертання ролика. Причому зростання тертя на контактних поверхнях торця ролика і буртика опори призводить до неоднорідного зношування ролика. Це підтверджується спостереженнями за відпрацюванням опор тришарошкових доліт. Відпрацювання при різних режимах показують, що завжди найбільшому зношуванню піддається верхня основа ролика, а його нижня основа, стираючись об буртик бігової доріжки шарошки, набуває форми зрізаного конуса (рис. 4). Необхідно зазначити, що при бурінні абразивні частинки глинистого розчину, потрапляючи між буртиками цапфи і основи ролика, заїдають їх при терті і формують їх хвилясту форму.

У зв'язку з деформацією ролика по твірній в зоні навантаження виникає опір обертанню ролика. Для оцінки цього явища визначимо момент опору обертанню ролика. З рівняння рівноваги сил (рис. 5) отримаємо

$$\begin{cases} G_0 = l \int_{x_2}^{x_1} P(x) dx ; \\ M = l \int_{x_2}^{x_1} P(x) x dx , \end{cases} \quad (9)$$

де:  $G_0$  – сила, що стискає ролик між біговими доріжками шарошки і цапфи;  
 $l$  – довжина ролика;

$x_1, x_2$  – границі деформації площини контакту в напрямку осі  $Ox$ .

Якщо вісь  $Ox$  направити в сторону обертання для кожної площини контакту, то  $x_1 < 0$  і  $x_2 > 0$  ( $|x_2| < x_1$ ).

Розв'язуючи рівняння (9), можна визначити тягове зусилля  $P_0$ , яке необхідне для подолання опорів, що виникають на біговій доріжці обертання ролика.

Отже, припустивши, що матеріали всіх тіл кочення і деталей опори однакові то можна визначити величину деформацій в довільному перерізі площі контакту ролика з цапфою

$$\delta(x)_y \approx \delta_1 + \delta_2 \approx \delta_{01} - \frac{x^2}{2r_y}l + \delta_{02} - \frac{x^2}{2r_0}l,$$

$$\text{або } \delta(x)_y \approx \delta_y - A_y x^2 l,$$

де  $\delta_1, \delta_2$  – складові деформації в перерізі площі контакту ролика з цапфою.

Деформація на площі контакту ролика з біговою доріжкою шарошки

$$\delta(x)_{uu} \approx \delta_{uu} - A_{uu} x^2 l.$$

При цьому

$$A_y = \frac{r_y + r_0}{2r_y r_0}, \quad A_{uu} = \frac{r_{uu} - r_0}{2r_{uu} r_0}, \quad r_{uu} = r_y + 2r_0.$$

Величина деформації в площинах контакту роликового підшипника визначиться за співвідношенням:

$$\delta(x)_i \approx -A_i x^2 l + \delta_{0i}. \quad (10)$$

Якщо полюс  $O$  системи  $Oxyz$  по площині контакту рухається з деякою швидкістю  $v_i$ , то абсциса довільної точки площі контакту відносно цієї системи буде зменшуватися з швидкістю

$$\frac{dx_i}{dt} = -v_i,$$

відповідно швидкість деформації в цій точці буде

$$\frac{d\delta(x)_i}{dt} = -2A_i x l \frac{dx_i}{dt} = 2A_i x v_i l.$$

Нехай між деформацією і питомим тиском на площі контакту ролика з біговими доріжками існує співвідношення [12]

$$\left\{ \begin{array}{l} P(x)_i = K(x)_i + \mu \delta'(x)_i = \\ = K(\delta_{0i} - A_i x^2 l) + 2\mu v_i A_i x l; \\ x_1 = a_i; \\ x_2 = b_i; \\ \delta(x)_1 = 0; \\ P(x)_2 = 0, \end{array} \right. \quad (11)$$

звідки



Рисунок 3 — Нерівномірність зазорів між тілами кочення при їх перекочуванні в роликовому безсепараторному підшипнику



Рисунок 4 — Характерний знос і деформація роликів ряду опори долота

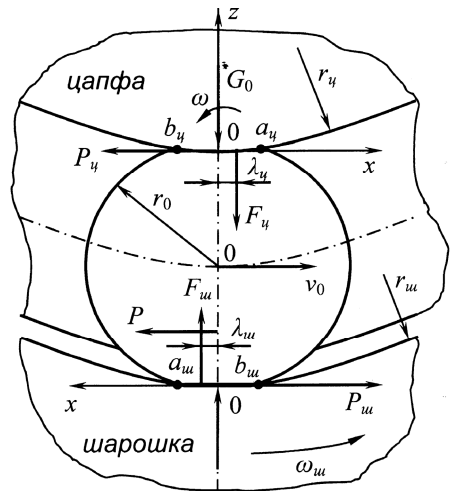


Рисунок 5 — Процес навантаження і кочення елементів роликового ряду опори долота

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_{0i} = A_i l a_i^2 \\ a_i = \sqrt{b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i} \\ P(x)_i = A_i l \left[ K \left( b_i^2 - 2 \frac{\mu}{K} v_i b_i - x^2 \right) + 2\mu x v_i \right], \end{array} \right. \quad (12)$$

де:  $K$  – коефіцієнт жорсткості металу,  $\left[ \frac{H}{M^3} \right]$ ;  
 $\mu$  – коефіцієнт внутрішнього тертя,  $\left[ \frac{H \cdot c}{M^3} \right]$ .

З виразів і умов (9), (11) і (12) при відкиданні порівняно малих величин отримаємо

$$\begin{cases} G_0 \approx 2r_0 A_i l \frac{\mu^2 v_i^2}{K} |b_i|; \\ M_i \approx \frac{2}{3} \mu r_0 A_i l v_i \sqrt{\left( 2 \frac{\mu}{K} v_i |b_i| \right)^3}. \end{cases}$$

Звідки момент опору обертанню ролика буде

$$M_i \approx \frac{2}{3} \sqrt{\frac{G_0^3}{\mu r_0 A_i v_i}}. \quad (13)$$

Для визначення величини границі площі контакту і максимальної величини деформації, не враховуючи малих величин, отримуємо наступні вирази

$$a_i \approx \sqrt{\frac{G_0}{\mu r_0 A_i l v_i}}, \quad (14)$$

$$\delta_{0i} \approx \frac{G_0}{\mu r_0 l v_i}. \quad (15)$$

Для визначення швидкостей деформації на контактних площинах бігових доріжок цапфи і ролика можна прийняти

$$\begin{cases} v_u = \frac{\pi}{30} n k_0 r_u; \\ v_{ш} = \frac{\pi}{30} n k r_{ш}, \end{cases} \quad (16)$$

де:  $k_0$  – передатне відношення опори;  
 $k$  – передатне відношення шарошки;

$n$  – частота обертання долота,  $\left[ \frac{об}{хв} \right]$ .

Між передатними відношеннями є співвідношення

$$k_0 = \frac{\omega_u}{\omega_{ш}} = \frac{2r_0 + r_u}{2(r_0 + r_u)} k. \quad (17)$$

Оскільки  $A_{ш} v_{ш} > A_u v_u$ , величина деформації на площі контакту шарошки з біговою доріжкою цапфи у порівнянні з деформацією бігової доріжки шарошки буде більше ( $\delta_{0u} > \delta_{0ш}$ ). З виразів (15) і (16) з врахуванням (17) величина цієї деформації виразиться

$$\delta_{0u} \approx \frac{60 G_0 (r_0 + r_u)}{\pi \mu n l r_u (2r_0 + r_u) k}. \quad (18)$$

З (12) і (16) отримаємо момент опору обертанню ролика

$$M = \frac{2}{3} \left( 1 + \sqrt{\frac{2(r_0 + r_u)}{2r_0 + r_u}} \right) \sqrt{\frac{60 G_0^3}{\pi \mu n r_0 l (2r_0 + r_u) k}}, \quad (19)$$

тягова сила, яка необхідна для обертання ролика по біговій доріжці при навантаженні

$$P_0 = \frac{1}{3} \left( 1 + \sqrt{\frac{2(r_0 + r_u)}{2r_0 + r_u}} \right) \sqrt{\frac{60 G_0^3}{\pi \mu n r_0 l (2r_0 + r_u) k}}. \quad (20)$$

Загальна тягова сила  $P$  необхідна для обертання ролика в зоні навантаження буде складатися з тягових зусиль, які необхідні для подолання опорів на біговій доріжці і в основі роликів

$$P = P_0 + P_{00} = G_0 \frac{2}{3} \left( \frac{8af}{3\pi} + \frac{1}{2} \left( 1 + \sqrt{\frac{2(r_0 + r_u)}{2r_0 + r_u}} \right) \sqrt{\frac{60 G_0}{\pi \mu n r_0 l (2r_0 + r_u) k}} \right), \quad (21)$$

де  $a = \frac{F_{00}}{G_0}$ .

Залежність  $P$  від  $l$  і  $r$  графічно ілюстрована на рис. 6. Як це видно з графіків, збільшення геометричних розмірів роликів приводить до інтенсивного падіння опорів, які виникають при коченні. Отримані дані підтверджуються даними [13]. При прискореному русі ролика під дією сили її частина піде на надання прискорення ролика і, разом з тим, на подолання сили інерції, яка зв'язана з поступальною складовою складно-плоского руху ролика. Інша частина цієї сили затрачається на подолання опору кочення і пари сил інерції, що пов'язане з обертальною складовою руху ролика. При цьому в зоні контакту з'являється дотична реакція тертя 1-го роду, чисельно рівна самій силі тяги, яка забезпечує процес кочення. Відповідно до цього чим більший діаметр ролика, тим легше він перекочується. Тому при оцінці впливу опорів, які виникають у роликовому підшипнику опори, необхідно враховувати геометричні параметри роликів.

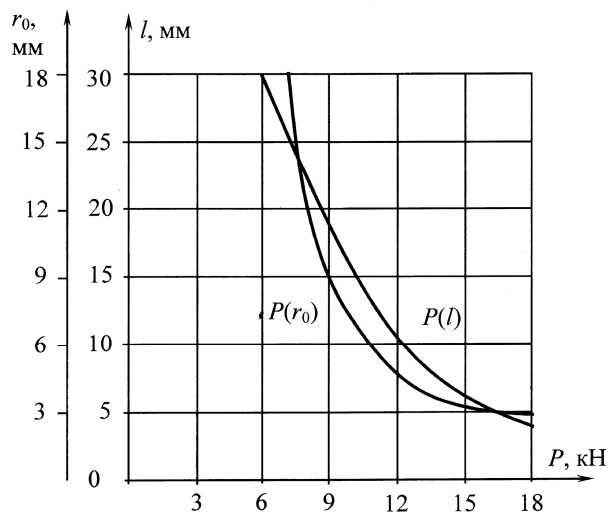


Рисунок 6 — Вплив довжини ( $l$ ) і радіуса ( $r$ ) ролика на величину тягової сили  $P$ , яка необхідна для подолання опорів у роликовій опорі

Для обертання шарошки необхідне зусилля  $P_{заг} < P_{заб}$ . Тут  $P_{заб}$  – сила зчеплення шарошки з породою забою. Отже, при порушенні зазначеної умови шарошка, втрачаючи свою здатність до обертання, буде ковзати по забою.

У результаті проведених досліджень здійснено оцінку впливу опорів і деформацій, які виникають при затисканні ролика до буртика цапфи. Встановлено аналітичну залежність впливу геометричних параметрів роликів рядів опори на працездатність шарошкового долота. Чим більший діаметр ролика, тим легше він перекочується.

Це відкриває значний резерв у підвищенні довговічності бурових шарошкових долот не тільки шляхом оптимізації геометричних параметрів роликів рядів опори, але й за рахунок оптимізації режимів буріння.

Отримані результати добре корелюють з даними експлуатації тришарошкових бурових долот. Це дає можливість рекомендувати результати досліджень до впровадження.

В подальшому актуальними є вивчення контактної витривалості матеріалів, з яких виготовляють тіла кочення роликів підшипника шарошкового долота, та встановлення оптимальних шляхів підвищення його довговічності.

**Література**

1 Абрамсон М.Г., Логвинов А.А., Позняков В.И. повышение эффективности и качества шарошечных долот // Нефтепромысловое машиностроение. Сер. ХМ-3: Обзорн. инф. –М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1977. – 68 с.  
 2 Долговечность буровых долот / В.Н.Виноградов, Г.М.Сорокин, А.Н.Пашков, В.М.Рубах. –М.: Недра, 1977. – 256 с.  
 3 Пути повышения эффективности работы шарошечных долот при бурении нефтяных и газовых скважин / И.Д.Шахов, А.А.Логинов, М.Г.Абрамсон, В.И.Позняков и др. // Нефтепромысловое машиностроение Сер. ХМ-3: Обзорн. инф. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974. – 83 с.

4 Симонов В.В. Выскребышев В.Г. Работа шарошечных долот и их совершенствование. – М.: Недра, 1975. – 240 с.

5 Комм Э.Л. Исследование влияния конструктивных и технологических факторов на работоспособность, износ и нагруженность опор шарошечных долот: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.15.10. / Всесоюзный ордена Трудового красного знамени научно-исследовательский институт буровой техники „ВНИИБТ” – М., 1978. – 28 с.

6 Брагин А.Ф. Исследование износостойкости поверхностей трения опоры шарошечных долот: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.04. / Московский ордена Трудового красного знамени институт нефтехимической и газовой промышленности им. И.М.Губкина. – М., 1973. – 17 с.

7 Посташ С.А. Повышение надежности и работоспособности шарошечных долот. – М.: Недра, 1982. – 120 с.

8 Беликов В.Г., Посташ С.А. Рациональная отработка и износостойкость шарошечных долот. – М.: Недра, 1972. – 160 с.

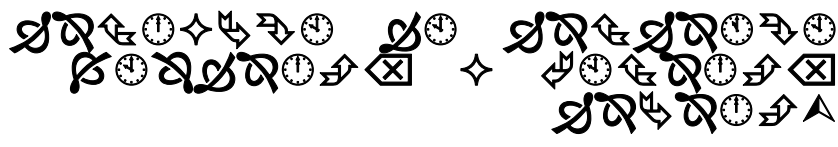
9 Бабаев С.Г., Ганиев А.М., Дагилеян И.А. Некоторые пути повышения работоспособности опор шарошечных долот: Обзорн. инф. Сер. Машины и нефтяное оборудование –М.: ВНИИОЭНГ, 1972. – 112 с.

10 Прикладные задачи теории смазки и механики контакта / М.А.Галахов, В.П.Ковалев, Ю.А.Лапин, Е.Д.Терентьев. – М.: Вычислительный центр АН СРСР, 1982. – 65 с.

11 Влияние внешних факторов на контактную прочность при качении / С.В.Пинегин, И.А.Шевелев, В.М.Гудченко, В.И.Седов, Ю.Н.Блохин. – М.: Наука, 1972. – 100 с.

12 Рахматулин Х.А., Демьянов Ю.А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. – М.: Физматгиз, 1961. – 399 с.

13 Колчин Н.И. Механика машин. Т.2 Кинематика и динамика машин. Трение в машинах. – Л.: Машиностроение, 1972. – 456 с.



Редакція журналу запрошує до співпраці спеціалістів нафтогазової галузі, котрі бажають опублікувати свої матеріали.

Будемо раді допомогти Вам налагодити ділові контакти через опублікування у нашому журналі реклами продукції та розробок Вашого підприємства.

**Сподіваємось, що Ви передплатите наш журнал на 2007 рік.**

Наша адреса: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15  
 Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу  
 тел. (03422) 4-20-15, 994-180