DOI [https://doi.org/10.15589/znp2021.1\(484\).9](https://doi.org/10.15589/znp2021.1(484).9)
УДК 681.5.015:622.24

MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF DEEPENING WELLS DURING DRILLING WITH MUD MOTORS

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПОГЛИБЛЕННЯ СВЕРДЛОВИН ПІД ЧАС БУРІННЯ ГВИНТОВИМИ ВИБІЙНИМИ ДВИГУНАМИ

Mykhail I. Gorbiychuk
gorb@nung.edu.ua
ORCID: 0000-0002-8586-1883
Dmytro R. Kropyvnytskyi
vitalia.krop@gmail.com
ORCID: 0000-0003-1896-9322

М. І. Горбійчук
докт. техн. наук, професор
Д. Р. Кропивницький
аспірант

Ivano-Frankivsk National Technical Oil and Gas University, Ivano-Frankivsk
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ

Abstract. The article considers the method of presenting a mathematical model of well deepening during drilling with mud motors. The general form of the problem of optimal control of the well deepening process as a multidimensional control object is formulated, which directly converts the input control influences and the input controlled and uncontrolled perturbations into the reaction of the object. It is determined that in the case of the use of mud motors, the main factors that determine the efficiency of destruction of rocks, as in the use of rotary motors, is the axial load on the bit and its speed, which allowed us to conclude that the structure of equations describing the dependence variables of the state of the process of deepening the well from the control actions. It is shown that the mathematical model of well deepening when drilling with mud motor, it is expedient to present in the space of states, as well as when drilling by rotary method. The main difference between the considered models is the method of determining the assessment of the state of the bit support and the state of the bit armament. When drilling a well, mud motors assessments of the state of the bit support and the state of the bit arm are indirectly determined by the change in torque on the bit and the change in the pressure of the flushing fluid. The pressure of the drilling fluid is used not only to transport the drilled rock to the surface, but also is a source of energy for mud motors.

It is shown that the interaction of the screw downhole tool with the rock is complex, so to obtain the expressions of the dependencies included in the right part of the differential equations of the mathematical model of the process of deepening the well by analytical means is currently impossible.

Two ways to ensure constant power of the drilling pump when drilling with mud motors are considered: the first method depends on the configuration of the drilling pump, and the second involves the presence of an adjustable frequency electric drive, which increases the efficiency of the drilling process by an average of 20%. An induction motor with adjustable rotor speed was chosen as the drive of the drilling pump, for which an analytical dependence was obtained, which establishes the relationship between the angular velocity of the induction motor and the flushing fluid pressure.

Key words: axial load; optimal control; mathematical model; control effects; induction motor.

Анотація. У роботі розглядається питання способу подання математичної моделі поглиблення свердловини під час буріння гвинтовими вибійними двигунами. Сформульовано загальний вигляд задачі оптимального керування процесом поглиблення свердловини як багатовимірною об'єкта керування, який направлено перетворює вхідні керуючі впливи та вхідні контрольовані і неконтрольовані збурення на реакцію об'єкта. Визначено, що у разі використання гвинтових вибійних двигунів основними факторами, які зумовлюють ефективність руйнування гірських порід, так як і під час використання роторних двигунів, є осьове навантаження на долото і частота його обертання, що дозволило зробити висновок про подібність структури рівнянь, які описують залежність змінних стану процесу поглиблення свердловини від керувальних дій. Показано, що математичну модель поглиблення свердловини під час буріння ГВД доцільно подати у просторі станів, як і під час буріння роторним способом. Головною відмінністю розглянутих моделей є спосіб визначення оцінки стану опори долота та стану озброєння долота. Під час буріння свердловини ГВД оцінки стану опори долота та стану озброєння

долота опосередковано визначають зміною моменту на долоті та зміною тиску промивальної рідини. Тиск бурового розчину використовується не тільки для транспортування вибуреної породи на поверхню, але й є джерелом енергії для ГВД.

Показано, що взаємодія гвинтового вибійного інструменту з гірською породою має складний характер, тому отримати вирази залежностей, що входять у праву частину диференціальних рівнянь математичної моделі процесу поглиблення свердловини аналітичним шляхом, на тепер є неможливим.

Розглянуто два способи забезпечення постійної потужності бурового насоса під час буріння ГВД: перший спосіб залежить від комплектації бурового насоса, а другий передбачає наявність регульованого частотного електроприводу, що дозволяє підвищити ефективність процесу буріння в середньому на 20%. Як привід бурового насоса було обрано асинхронний двигун з регульованою частотою обертання ротора, для якого було отримано аналітичну залежність, що встановлює взаємозв'язок між кутовою швидкістю асинхронного двигуна і тиском промивальної рідини.

Ключові слова: осьове навантаження; оптимальне керування; математична модель; керуючі впливи; асинхронний двигун.

ВСТУП

Перед нафтогазовим комплексом України стоїть задача збільшення видобутку нафти і природного газу, що передбачає нарощування обсягів буріння.

Натепер буріння глибоких свердловин на нафту і газ в Україні ведеться в основному роторним способом. Проте під час спорудження орієнтовано-направлених свердловин останнім часом стали використовувати гвинтові вибійні двигуни (ГВД), що пояснюється цілим рядом технологічних і експлуатаційних переваг таких машин. Серед них: високий обертовий момент, широкий діапазон частот обертання валу шпинделя в діапазоні 100–200 об/хв., що дає змогу ефективно відпрацьовувати більшість типів сучасних шарошkových і безопірних доліт [1; 2].

Для ГВД, як і для роторного буріння, має місце незалежність частоти обертання породоруйнівного інструменту і осьового навантаження, що дає змогу ефективно розв'язувати задачі оптимального керування процесом механічного буріння за умови, якщо належним чином формалізована така задача.

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

Процес механічного буріння характеризується значною невизначеністю, складною функціональною залежністю факторів і параметрів, що зумовлюють процес поглиблення свердловини. Тому для розв'язання задач, пов'язаних з управлінням процесом буріння, різні автори пропонують емпіричні моделі з невеликою кількістю коефіцієнтів, які визначають за результатами експериментальних досліджень в лабораторних (стендових) або промислових умовах [3–5].

Для вирішення задачі оптимального керування процесом поглиблення свердловини математична модель повинна бути подана у просторі станів, координатами якого є фактори, що характеризують взаємодію бурового інструмента з гірською породою.

Вперше така модель була запропонована ученими США Е.М. Galle і Н.В. Woods [6, 7], яка отримана як результат статистичного узагальнення багатьох про-

мислових досліджень. Тому вона може бути придатною лише для якісної оцінки того чи іншого варіанту управління процесом буріння.

Інший підхід запропонований авторами роботи [8]. Математичний опис процесу поглиблення свердловини при роторному бурінні ґрунтується на введенні трьох показників – проходки на долото та опосередкованих оцінок стану озброєння і опор долота, які характеризують взаємодію бурового інструмента з породою.

Буріння з використанням ГВД має ряд особливостей. Одна з них – це використання гідравлічної потужності бурової рідини для обертання долота на вибої свердловини, що зумовлює розв'язання актуальної наукової задачі – виявлення керуючих впливів і на цій основі створення математичної моделі, придатної для оптимального керування процесом поглиблення орієнтовано-скерованих свердловин.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПОГЛИБЛЕННЯ СВЕРДЛОВИНИ

Створення математичної моделі процесу поглиблення свердловини має цілий ряд специфічних особливостей [8], таких як нестаціонарність, невідтворюваність та стохастичність. Така особливість процесу буріння зумовлює погану організацію його внутрішньої структури [9].

Незважаючи на такі особливості процесу буріння, він повинен бути формалізований як багатовимірний об'єкт керування направлено перетворення вхідних керуючих впливів та вхідних контрольованих і неконтрольованих збурень на реакцію об'єкта.

У загальному вигляді формалізований запис задачі оптимального керування процесом поглиблення свердловини має такий вигляд [8]:

$$\min(\max) : R(\bar{x}, \bar{u}, \bar{w}, \bar{\Pi}), \quad (1)$$

$$\frac{d\bar{x}}{dt} = \bar{f}(\bar{x}, \bar{u}, \bar{w}, \bar{\Pi}, \bar{K}_v), \quad (2)$$

$$\bar{x}(t_0) = \bar{x}^{(0)}, \quad \bar{x}(t_f) = \bar{x}^{(f)}. \quad (3)$$

$$\bar{u} \in U, \quad (4)$$

де $\bar{x}$ – вектор змінних стану процесу поглиблення свердловин;

$\bar{u}$ – вектор впливів керування;

$\bar{w}$ – вектор, компонентами якого є фізико-механічні властивості гірських порід;

$\bar{\Pi}$ – вектор реологічних властивостей промивальної рідини;

$\bar{K}_v$ – вектор постійних коефіцієнтів, які визначаються типом приводу долота, його типорозміром, глибиною свердловини тощо;

U – допустима область впливів керування.

На цей час не існує загальної теорії руйнування гірських порід породоруйнівним інструментом, на основі якої можна було б отримати аналітичну залежність (2).

Вивченню закономірності (2) присвячена значна кількість робіт як вітчизняних, так і зарубіжних вчених, які ґрунтуються на припущенні, що фактори, які зумовлені фізико-механічними властивостями гірських порід, реологічними властивостями бурових розчинів, конструкцією та типом породоруйнівного інструменту, є незмінними і їх вплив враховується через параметри моделі.

Зроблене допущення дає змогу зробити висновок, що для роторного буріння і буріння гвинтовими вибійними двигунами (ГВД-буріння) основними факторами, які зумовлюють ефективність процесу руйнування гірських порід, є осьове навантаження на долото і частота його обертання [8].

Отже, для турбінного і ГВД-буріння вектор керуючих впливів $\bar{u}$ своїми компонентами буде мати осьове навантаження на долото F і частоту його обертання n_d .

З урахуванням зроблених припущень залежність (2) набуде такого вигляду:

$$\frac{d\bar{x}}{dt} = \bar{f}(F, n_d, \bar{a}), \quad (5)$$

де $\bar{a}$ – вектор постійних величин.

Для ГВД-буріння n_d залежить від тиску P і витрати бурового розчину (подачі) Q . Для ГВД, крім P і Q , його характеристики визначає і крутний момент M , між якими існують такі функціональні залежності [2]:

$$\omega = \omega_{id} - a_\omega M^\alpha, \quad (6)$$

$$P = P_{id} + a_p M^\beta, \quad (7)$$

де $\omega = 2\pi n_d$ – кутова частота; ω_{id} і M_{id} – кутова частота і крутний момент при холостому ході ($P=0$); α і β – показники нелінійності характеристик (6) і (7); a_p – експериментальні коефіцієнти.

Як показали експериментальні дослідження [2], в більшості випадків $\beta=1$. Тому

$$P = P_{id} + a_p M, \quad (8)$$

Гідравлічна потужність, що підводиться до валу ГВД $N = QP + N_{sq}$ внаслідок втрат перевищує корисну механічну потужність $N_M = \omega M$, яка витрачається на обертання долота.

Потужністю стиснення потоку рідини N_{sq} , яка є незначною [2], можна знехтувати.

Якісним показником [2] балансу потужності ГВД є його коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = \frac{N_M}{N}.$$

Враховуючи значення N_M і N , отримуємо

$$\eta = \frac{M\omega}{QP}. \quad (9)$$

При ГВД-бурінні повинна забезпечуватись постійна потужність бурового насосу $N_{mp} = M_{am}\Omega$, яка досягається двома способами [10, 11]. Перший з них передбачає заміну втулок і поршнів різних діаметрів, які входять в комплект бурового насоса, що забезпечує регулювання тиску бурового розчину у міру поглиблення свердловин. За такого регулювання роботою бурового насоса потужність, яку розвиває насос, є значно меншою за номінальну [11].

Для реалізації другого способу буровий насос повинен бути оснащений регульованим частотним електроприводом. Це дає змогу плавно змінювати продуктивність бурового насоса і, як наслідок, значно зменшити невикористану потужність. За допомогою регульованого електроприводу досягається збільшення механічної швидкості буріння до 20% і зменшення тривалості спуско-піднімальних операцій до 20% [11].

Якщо регульованим електроприводом є асинхронний двигун, то механічна потужність, яка передається на вал двигуна, буде такою:

$$N_{mp} = M_{am}\Omega, \quad (10)$$

де M_{am} – момент на валу двигуна; Ω – кутова швидкість ротора двигуна.

Потужність N_{mp} передається буровому насосу, на виході якого подача Q під тиском P поступає до ГВД. Внаслідок втрат енергії під час передачі її від електричного двигуна до бурового насоса буде мати місце таке співвідношення:

$$\eta_{dp} = \frac{N}{N_{mp}}. \quad (11)$$

Оскільки $N = \frac{N_M}{\eta}$ і $N_M = M\omega$, то формула (11) набуде такого вигляду:

$$\eta_{dp} = \frac{M\omega}{\eta N_{mp}}. \quad (12)$$

З урахуванням формули (6) вираз (12) прийме такий вигляд:

$$\eta_{dp} = \frac{M(\omega_{id} - a_\omega M^\alpha)}{\eta N_{mp}}.$$

Якщо врахувати формулу (10), то отримаємо

$$\eta_{dp} = \frac{M(\omega_{id} - a_\omega M^\alpha)}{\eta M_{am}\Omega}. \quad (13)$$

Момент на валу електроприводу визначають за такою формулою [6]:

$$M_{am} = \frac{(1-s)m_1 U^2 r_2 / s}{\Omega(r_1 + c_1 r_2 / s)^2 + (x_{s1} + c_1 x_{s2})^2}, \quad (14)$$

де S – ковзання; U – напруга живлення двигуна; m_1 – число фаз обмоток статора; r_1, r_2 – активні опори статора і ротора; x_{s1}, x_{s2} – індуктивні опори розсіювання статора і ротора; c_1 – коефіцієнт приведення.

Між кутовою частотою Ω ротора і кутовою частотою мережі ω_1 існує функціональний взаємозв'язок:

$$s = 1 - \frac{\Omega}{\omega_1} z_p, \quad (15)$$

де z_p – число пар полюсів статора.

Якщо значення S перерахувати за формулою (15) і отримане значення підставити в (14), то отримаємо залежність $M_{am} = f_{am}(\Omega)$, яка має назву «механічна характеристика асинхронного електричного двигуна» [12].

Залежність $M_{am} = f_{am}(\Omega)$ (рис.1) є нелінійною функцією. На інтервалі значень $[0; M_{max}]$ залежність $M_{am} = f_{am}(\Omega)$ можна апроксимувати прямою лінією

$$M_{am} = a_1 + a_2 \Omega, \quad (16)$$

де $a_1 = \frac{\Omega_1 M_{max}}{\Omega_1 - \Omega_m}$; $a_2 = -\frac{M_{max}}{\Omega_1 - \Omega_m}$,

де Ω_1 – кутова частота холостого ходу; Ω_m – максимальне значення крутного моменту; Ω_m – кутова частота, за якою момент досягає свого максимального значення.

Рис. 1. Механічна характеристика асинхронного двигуна [6]

З урахуванням формули (16) вираз (13) набуде такого вигляду:

$$\eta_{dp} = \frac{M(\omega_{id} - a_\omega M^\alpha)}{\eta(a_1 + a_2 \Omega) \Omega}, \quad (17)$$

яка справедлива для діапазону частот $[\Omega_1; \Omega_m]$.

Момент, який виникає на валу ГВД, можна обчислити за такою формулою [13]:

$$M = P z_2 e^2 T \left(z_2 - 1 + \frac{4}{\pi} c_e \right),$$

де z_2 – число зубців ротора ГВД; e – ексцентриситет (міжцентрова віддаль статора і ротора); T – крок гвинтової поверхні статора; c_e – безрозмірний коефіцієнт зачеплення.

Величини, які входять в останню формулу, окрім тиску P , визначаються конструкцією ГВД, і тому будемо вважати їх постійними величинами. Введемо таке позначення:

$$k_z = z_2 e^2 T \left(z_2 - 1 + \frac{4}{\pi} c_e \right). \quad (18)$$

З урахуванням отриманого значення M , формулу (17) запишемо у такому вигляді:

$$\eta_{dp} = \frac{k_z P (\omega_{id} - A_\omega P^\alpha)}{\eta(a_1 + a_2 \Omega) \Omega}, \quad (19)$$

де $A_\omega = k_z^\alpha a_\omega$.

Параметри A_ω і α , які входять у формулу (17), визначимо із таких міркувань. Тормозний режим роботи ГВД має місце [7] при $\omega = 0$. Тоді, з урахуванням значення M , яке визначається за формулою (18), рівняння (6) набуде такого вигляду:

$$\omega_{id} - A_\omega P_T^\alpha = 0,$$

де P_T – тормозний тиск.

Із останнього рівняння знаходимо

$$A_\omega = \frac{\omega_{id}}{P_T^\alpha}. \quad (20)$$

Тепер запишемо рівняння (6) для номінального режиму роботи ГВД, врахувавши значення M . У результаті отримаємо

$$\omega_{nom} = \omega_{id} - A_\omega P_{nom}^\alpha.$$

Після підстановки в отриманий вираз значення A_ω , із формули (20), доходимо такого результату:

$$\omega_{nom} = \omega_{id} \left(1 - \left(\frac{P_{nom}}{P_T} \right)^\alpha \right).$$

Розв'язавши останнє рівняння відносно α , знаходимо, що

$$\alpha = \frac{\ln(1 - \omega_{nom} / \omega_{id})}{\ln(P_{nom} / P_T)}.$$

Знаючи значення α , за формулою (20) знаходимо параметр A_ω .

Після очевидних перетворень формула (17) набуде такого вигляду:

$$a_2 \Omega^2 + a_1 \Omega - \frac{\varphi(P)}{\eta_s} = 0,$$

де $\eta_s = \eta_{dp} \eta$; $\varphi(P) = k_z P (\omega_{id} - A_\omega P^\alpha)$.

Розв'язок останнього рівняння буде таким:

$$\Omega = \frac{-a_1 + \sqrt{a_1^2 + 4\varphi(P)a_2/\eta_s}}{2a_2}. \quad (21)$$

Аналіз співвідношення (21) показує, що тиск промивної рідини P і кутова швидкість вала бурового

насосу Ω функціонально зв'язані. Тільки один із них може бути вибраний як незалежний керуючий вплив. Виходячи з технологічних міркувань, доцільніше вибрати тиск промивальної рідини F . Такої думки дотримується, наприклад, і автор роботи [14].

Таким чином, допускаємо, що права частина диференціального рівняння (5) є функцією осьового навантаження на долото F і тиску промивальної рідини P на вході в свердловину. Такий підхід до заміни в (5) n_d на P має ту перевагу, що величина P доступна до спостереження, а вимірювати значення n_d є досить проблематичним. Це означає, що рівняння (5) набуде такого вигляду:

$$\frac{d\bar{x}}{dt} = \bar{f}(F, P, \bar{a}), \quad (22)$$

Компонентами вектор-функції $\bar{f}(F, P)$, що є правою частиною рівняння (21), будемо вважати [8]: поточне значення швидкості буріння $v_i(F, P)$, швидкість зносу зубів $v_\mu(F, P)$ та опір $v_g(F, P)$ долота.

Вектор змінних стану $\bar{x}$, який входить в рівняння (22), має своїми компонентами [8] – проходку на долото $h(t)$, оцінку стану озброєння долота $\varepsilon(t)$ і оцінку стану опори $g(t)$ для шарашкових доліт. У тому випадку, коли має місце випереджувальний знос озброєння шарашечного долота або буріння ведеться полікристалічним долотом типу PDC, вектор станів $\bar{x}$ має два компоненти – $h(t)$ і $\varepsilon(t)$.

Із трьох компонентів $h(t)$, $\varepsilon(t)$ і $g(t)$ вектора змінних станів $\bar{x}$ лише $h(t)$ можна безпосередньо вимірювати в процесі буріння. Оцінки станів озброєння $\varepsilon(t)$ і $g(t)$ визначають опосередковано [8] через інші технологічні параметри.

У роботі [15] стан озброєння долота запропоновано оцінювати відношенням початкової швидкості буріння v_0 до її поточного значення v_i

$$\varepsilon = \frac{v_0}{v_i}. \quad (23)$$

За аналогією з оцінкою ε стан опору долота для ГВД-буріння можна опосередковано визначити відносною зміною моменту на долоті [2]

$$g = \frac{M - M_x}{M_{g,0}}, \quad (24)$$

де M – поточний момент ГВД; M_x – момент холостого ходу ГВД; $M_{g,0}$ – момент для нового долота.

Якщо тепер врахувати формулу (18), то із (24) випливає, що оцінку стану опори долота можна визначити так:

$$g = \frac{P - P_x}{P_{g,0}}, \quad (25)$$

де P – поточний тиск промивальної рідини; P_x – тиск промивальної рідини при холостому ході ГВД; $P_{g,0}$ – тиск промивальної рідини для нового долота.

Формалізацію процесу механічного поглиблення свердловини з метою створення математичної моделі,

придатної для розв'язання задачі оптимального керування, здійснимо при таких припущеннях:

- привід бурового долота здійснюється ГВД, а для приводу бурового насоса використаний асинхронний двигун з регульованою частотою обертання;
- вся глибина свердловини розбита на інтервали, всередині яких фізико-механічні властивості гірських порід незмінні;
- буріння ведеться шарашечними долотами або полікристалічним долотом типу PDC.

Виходячи із прийнятих допущень, математичну модель процесу поглиблення свердловин запишемо у такій формі [8]:

- для шарашечних доліт з випереджаючим зносом опору

$$\frac{dh(t)}{dt} = \frac{v_0(F, P)}{\varepsilon(t)}, \quad (26)$$

$$\frac{d\varepsilon(t)}{dt} = K_\varepsilon(F, P), \quad (27)$$

$$\frac{dg(t)}{dt} = K_g(F, P), \quad (28)$$

де $v_0(F, P)$ – початкова швидкість буріння; $K_\varepsilon(F, P)$, $h(0)=0$, швидкості зміни оцінок технічного стану озброєння і опору долота.

За початковий відлік часу візьмемо початок чергового рейсу буріння, коли на вибій свердловини опустили нове долото. Тоді початкові умови будуть такими:

$$h(0)=0, \varepsilon(0)=1, g(0)=1.$$

Значення для другої і третьої початкових умов витікає із способу визначення оцінок стану озброєння і опору долота.

- для шарашечних доліт з випереджаючим зносом озброєння і полікристалічних доліт типу PDC

$$\frac{dh(t)}{dt} = \frac{v_0(F, P)}{\varepsilon(t)}, \quad (29)$$

$$\frac{d\varepsilon(t)}{dt} = K_\varepsilon(F, P) \quad (30)$$

з початковими умовами $h(0)=0, \varepsilon(0)=1$

За своєю структурою рівняння (26) – (30) аналогічні рівнянням, які отримані в роботі [8]. Принципова відмінність у тому, що їх праві частини, при зроблених допущеннях, визначаються осьовим навантаженням на долото і тиском бурового розчину, який використовується не тільки для транспортування вибуреної породи на денну поверхню, але й є джерелом енергії для ГВД.

Через складний характер взаємодії бурового інструмента з гірською породою аналітичним шляхом отримати вирази залежностей, що входять у праві частини диференціальних рівнянь (26)–(30), натеper неможливо.

Для формалізації задачі оптимального керування процесом поглиблення свердловин за допомогою

ГВД необхідно розробити метод побудови емпіричних моделей залежностей $v_0(F, P)$, $K_g(F, P)$ і $K_g(F, P)$, що і є метою подальших досліджень.

ВИСНОВКИ

На основі аналізу процесу поглиблення свердловин за допомогою ГВД, коли як привід бурових насосів використовуються асинхронні двигуни з регульованою частотою обертання ротора, отримана ана-

літична залежність, що встановлює взаємозв'язок між кутовою швидкістю асинхронного двигуна і тиском промивальної рідини.

Встановлена залежність дала змогу зробити висновки, що для оптимального управління процесом поглиблення свердловин як керуючої дії слід вибрати осьове навантаження на долото і тиск промивальної рідини. Це дало змогу формалізувати процес механічного буріння і сформулювати мету подальших досліджень.

REFERENCES

- [1] Allykvander É. Suchasne hluboke burinnya. Moscow: Nedra, 1969. 232 s.
- [2] Baldenko D.F., Baldenko F.D., Hnoevykh A.N. Vyntovi zabiyni dvyhuny: v 2 t. T. 1. Moscow: ООО "YRTS Hazprom", 2005. 488 s.
- [3] Afanas'ev A.A. Matematychna model' protsesu burinnya dlya optymizatsiyi parametriv yoho rezhymiv. Burenne. 1983. № 1. S. 3–5.
- [4] Zynenko L.V. Rishennya optymizatsiyanoi zadachi pry vybori velykykh prokhodiv za oborotnym almaznym burom. Yzvestyya vuzov. Heolohiya i rozvedka. 1993. №5. S. 133–136.
- [5] Karpuk V.V. Pro modelyuvannya vzayemodiy burovoho rozchynu z hirkymy porodamy. Nafta i haz Ukrainy: materialy 6-yi mizhnarodnoyi naukovy-praktychnoyi konferentsiyi. Ivano-Frankivs'k, 2000. T.2. S. 56–59.
- [6] Halle E.M., Vuds K.H.B. Vaha dolota ta shvydkist' obertannya dlya sverdlinnya z naymenshyim vidlyvom Nafta i haz J. 1960. No 49. R. 167–176.
- [7] Halle E.M., Vuds K.H.B. Praktychni sposoby znayty nalezhnu vahu dolota ta shvydkist' obertannya. Nafta i haz Dzh. 1960. No 47. R. 160–166.
- [8] Horbiychuk M.I., Sementsov H.N. Optymizatsiya protsesu burinnya hlybokykh sverdlovyn: monohrafiya. Ivano-Frankivs'k: Fakel, 2003. 493 s.
- [9] Avtomatyzovane upravlinnya tekhnolohichnyimi protsesamy. / N. S. Zotov, O. V. Nazarov, B. V. Petelyn, V. B. Yakovlev / pod red. V. B. Yakovleva. Leningrad: Y-vo Leningradskoho un-ta, 1988. 224 s.
- [10] Systemy elektropyvodiv vykonavchykh mekhanizmiv suchasnykh burovyykh ustanov – Elektropyvod burovyykh nasosiv. Elektroenerhetyka, obladnannya: Retrieved: https://forca.com.ua/knigi/obladnannya/sistemy-elektropyvodov-ispolnitelnyh-mekhanizmiv-sovremennyh-burovykh-ustanovok_5.html (data zvernennya 12.06.2020).
- [11] Chudyk I.I., Kovbasyuk M.I., Korol' D.I. Problemy i shlyakhy enerhoefektyvnoyi modernizatsiyi protsesu proektuvannya skerovanykh sverdlovyn. Rozvidka ta rozrobka naftovykh ta hazovykh rodovyshch. 2012. №2 (43). S. 23–30.
- [12] Usol'tsev A.A. Elektricheskiye mashyny: uchebnoe posobyе. SPb: NYU YTMO, 2013. 416 s.
- [13] Baldenko D.F., Baldenko F.D., Hnoevykh A.N. Vyntovi zabiyni dvyhuny: spravochne zabezpechennya. Moscow: OAO "Yzdatel'stvo "Nedra", 1999. 375 s.
- [14] Baldenko D.F., Vervekyn A.V., Plotnykov V.M. Puti podal'shoho vdoskonalennya tekhnolohiy burinnya skvazhyn iz zastosuvannyam vyntovykh zaboynykh dvyhuniv. Vestnyk PNYPU. Heolohiya. Neftegazovoe i hirne dilo. 2016. T.15. №19. S.165–174.
- [15] Sementsov H.N., Horbiychuk M.Y., Bestelesnyy A.H. y dr. Analitychni ta myslytel'ni doslidzhennya znosu zubiv sharoshechnykh dolotiv. Yzvestyya vuzov: Neft' y haz, 1976. № 10. S. 34–37.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Алликвандер Э. Современное глубокое бурение. Москва : Недра, 1969. 232 с.
- [2] Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Винтовые забойные двигатели: в 2 т. Т. 1. Москва : ООО «ИРЦ Газ-пром», 2005. 488 с.
- [3] Афанасьев А.А. Математическая модель процесса бурения для оптимизации параметров его режима. Бурение. 1983. № 1. С. 3–5.
- [4] Зиненко Л.В. Решение оптимизационной задачи при выборе величины проходки за оборот алмазным буром. Известия вузов. Геология и разведка. 1993. № 5. С. 133–136.
- [5] Карпук В. В. О моделировании взаимодействия бурового раствора с горными породами. Нафта і газ України: матеріали 6-тої міжнародної науково-практичної конференції. Івано-Франківськ, 2000. Т.2. С. 56–59.
- [6] Galle E.M., Woods H.B. Bit weight and rotary speed for lowest- cast drilling. Oil and Gas J. 1960. no 49. P. 167–176.
- [7] Galle E.M., Woods H.B. Practical ways to find proper bit weight and rotary speed. Oil and Gas J. 1960. no 47. P. 160–166.
- [8] Горбійчук М.І., Семенцов Г.Н. Оптимізація процесу буріння глибоких свердловин: монографія. Івано-Франківськ : Факел, 2003. 493 с.
- [9] Автоматизированное управление технологическими процессами. / Н.С. Зотов, О.В. Назаров, Б. В. Петелин, В.Б. Яковлев / под ред. В. Б. Яковлева. Ленинград: И-во Ленинградского ун-та, 1988. 224 с.

- [10] Системы электроприводов исполнительных механизмов современных буровых установок – Электропривод буровых насосов. Электроэнергетика, обладнання: URL: https://forca.com.ua/knigi/obladnannya/sistemy-elektroprivodov-ispolnitelnyh-mehanizmov-sovremennyh-burovyh-ustanovok_5.html (дата звернення 12.06.2020).
- [11] Чудик І.І., Ковбасюк М.І., Король Д.І. Проблеми і шляхи енергоефективної модернізації процесу промивання скерованих свердловин. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. №2 (43). С. 23–30.
- [12] Усольцев А.А. Электрические машины : учебное пособие. СПб: НИУ ИТМО, 2013. 416 с.
- [13] Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Винтовые забойные двигатели: справочное пособ. Москва: ОАО «Издательство “Недра”», 1999. 375 с.
- [14] Балденко Д.Ф., Вerveкин А.В., Плотников В.М. Пути дальнейшего совершенствования технологии бурения скважин с применением винтовых забойных двигателей. *Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело*. 2016. Т. 15. № 19. С. 165–174.
- [15] Семенцов Г.Н., Горбийчук М.И., Бестелесный А.Г. и др. Аналитические и промышленные исследования износа зубьев шарошечных долот. *Известия вузов: Нефть и газ*, 1976. № 10. С. 34–37.

© Горбийчук М. І., Кропивницький Д. Р.

Дата надходження статті до редакції: 11.03.2021

Дата затвердження статті до друку: 24.03.2021