

# Фізико-технічні проблеми видобування енергоносіїв

УДК 681.533: 622.24.054.33

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОДУКТИВНОСТІ БУРОВИХ НАСОСІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЦЕСУ ПОГЛИБЛЕННЯ СВЕРДЛОВИН ЕЛЕКТРОБУРАМИ

Ю.Б. Головата, Д.М. Зварич, Г.Н. Семенцов

ІФНТУНГ; м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264,  
e-mail: kafatp@ukr.net

*Виявлено особливості, методичні та методологічні труднощі оцінювання впливу продуктивності бурових насосів на ефективність процесу поглиблення свердловин електробурами. Доведено доцільність використання як привода бурових насосів електродвигунів змінного струму, а також необхідність регулювання продуктивності бурового насоса. Встановлено характер впливу гідравлічної потужності на механічну швидкість проходки. Теоретично обґрунтовано доцільність використання бурових насосів з регульованим електроприводом з метою збільшення гідравлічної потужності, що підводиться до долота, а отже, збільшення проходки на долото і механічної швидкості буріння.*

Ключові слова: автоматичне регулювання, буровий насос, продуктивність, ефективність, електробур, гідравлічна потужність

*Выявлены особенности, методические и методологические трудности оценки влияния подачи буровых насосов на эффективность процесса углубления скважин электробурами. Доказана целесообразность использования для привода буровых насосов электродвигателей переменного тока, а также необходимость регулирования производительности бурового насоса. Установлен характер влияния гидравлической мощности на механическую скорость проходки. Теоретически обоснована целесообразность использования буровых насосов с регулируемым электроприводом с целью увеличения гидравлической мощности, подводимой к долоту, а, следовательно, увеличения проходки на долото и механической скорости бурения.*

Ключевые слова: автоматическое регулирование, буровой насос, производительность, эффективность, электробур, гидравлическая мощность.

*The article deals with the peculiarities, methodical and methodological evaluation difficulties of the impact of mud pump rate on well deepening efficiency with electric drill. The practicability of using the alternating current motor for mud pumps, as well as the necessity for mud capacity control is proved. The character of hydraulic power impact on the penetration speed has been established. Theoretically justified is the practicability of using the mud pumps with regulated electric drill aimed at hydraulic power increase which is linked up with drill bit, and therefore the advance per bit increase and the mechanical drilling speed.*

Keywords: automatic control, mud pump, performance, efficiency, electric drill, the hydraulic power.

**Постановка проблеми.** Головною метою збільшення обсягів буріння нафтових і газових свердловин електробурами в Україні є необхідність ресурсного забезпечення інвестиційних потреб розвитку національної економіки. Проте, ситуація з використанням електробуріння в нафтогазовій промисловості не набула належного розвитку. На це впливають, одночасно з

іншими факторами, труднощі оцінки впливу продуктивності бурових насосів на ефективність процесу буріння електробурами, що пов'язані з відсутністю методичного і методологічного забезпечення. Тому визначена науково-прикладна проблема підвищення ефективності процесу електробуріння потребує ґрунтового вивчення і розв'язання.

**Аналіз наукових досліджень і публікацій.**

Окремі аспекти науково-прикладної проблеми впливу продуктивності бурових насосів на ефективність процесу буріння нафтових і газових свердловин електробурами знайшли відображення в роботах таких видатних українських вчених як К.В.Чернявський (2013), З.Бунчак, О.Дудар, О.Кекот, О.Турянський (2003), М.И.Федорів, І.М. Николин, В.С. Костишин (2009).

Основна увага науковців була зосереджена переважно на аналізі ефективності буріння, критеріїв оптимальності процесу буріння електробурами, моделюванні та ідентифікації процесу буріння та ін. При цьому у більшості робіт розглядаються тільки питання регулювання осьового навантаження на долото, тоді як про продуктивність бурового насоса як важливої керувальної дії тільки згадуються. Актуальність даної проблеми зумовлює інтерес до неї закордонних вчених. Серед них, Ф.Н.Фоменко (1974), Ф.Д.Балденко (2003), V.Kruger, J.V.Harrell, H.W.Beimgralen, W.Herbert (1995), Philip Head (1999), I.L.Holster, R.I.Kipp (1984).

Встановлено, що збільшення потужності, яка підводиться до долота, покращує показники його роботи: зростає механічна швидкість проходки; збільшується проходка на долото; скорочується час механічного буріння, об'єм спуско-підйомних операцій і інших операцій, що залежать від проходки на долото. Проте характер зміни цих чинників із збільшенням потужності поки ще не встановлений, а окремі результати не узагальнені. Про це свідчать роботи вчених в нашій країні і за кордоном.

Труднощі виявлення впливу продуктивності бурових насосів на ефективність процесу буріння нафтогазових свердловин електробурами обумовлені різноманіттям підходів до його оцінки, недоліками вимірювання окремих показників під час буріння, відсутністю методики визначення впливу продуктивності бурових насосів на ефективність процесу поглиблення свердловинами.

**Мета статті** полягає в аналізованні впливу продуктивності бурових насосів з регульованим електроприводом на ефективність процесу поглиблення нафтогазових свердловин електробурами.

**Основні результати досліджень.**

Показники технологічного процесу буріння свердловин електробурами залежать від великої кількості взаємозв'язаних вхідних величин – керувальних дій та зовнішніх впливів. Враховуючи те, що процес буріння свердловин електробурами є багатовимірним об'єктом, запропоновано структурну схему цього процесу, що подана на рис. 1.

До першої групи змінних  $\bar{U}^T(t)$ , що діють на вході об'єкта керування, відносять: осьове навантаження на долото  $F(t)$ , швидкість обертання долота  $n(t)$ , витрату промивальної рідини  $Q(t)$  та тиск промивальної рідини  $p(t)$ .

Вважатимемо сукупність параметрів  $F(t), n(t), Q(t), p(t)$  компонентами вектора вхідних величин процесу буріння електробурами, тобто керувальними діями:

$$\bar{U}^T(t) = (F(t), n(t), Q(t), p(t)). \quad (1)$$

Зауважимо, що  $n(t)$  залежить від  $F(t)$ , і характер цієї залежності визначається типом механічних характеристик двигуна електробура, колони бурильних труб і долота.  $Q(t)$  і  $p(t)$  також взаємно зв'язані, і їх зв'язок визначається параметрами технічної гідравлічної системи промивання свердловини.

До другої групи змінних входять некерувані зовнішні впливи  $\tilde{f}(t)$  та діаметр долота, що характеризують умови роботи електробура.

До третьої групи віднесені показники процесу буріння електробуром, що залежать від вхідних параметрів  $\bar{U}^T(t)$ . Будемо вважати, що показники процесу є компонентами вектора вихідних змінних:

$$\bar{x}^T(t) = (h(t), v_M(t), I(t), P_a(t), \varepsilon(t), g(t), B_c, v_p). \quad (2)$$

Кожна з вихідних величин є функцією керувальних дій  $\bar{U}(t)$  та вхідних величин  $\bar{z}(t), \tilde{f}(t)$ .

$$\bar{x}_j(t) = \varphi_j(\bar{U}(t), \bar{z}(t), \tilde{f}(t)), \quad j=1, 2, \dots, m, \quad (3)$$

де  $m$  – кількість вихідних величин.

Отже,

$$\{(h(t), v_M(t), I(t), P_a(t), \varepsilon(t), g(t), B_c, v_p)\} = \varphi\{F(t), n(t), Q(t), p(t), \tilde{f}(t)\}. \quad (4)$$

Внаслідок дії на процес буріння великої кількості збурень таких, як: фізико-механічні і абразивні властивості гірських порід, температура навколишнього середовища, атмосферний тиск та ін., вхідні та вихідні величини процесу вимірюються з певними похибками, які можна трактувати як адитивний шум  $e(t)$ .

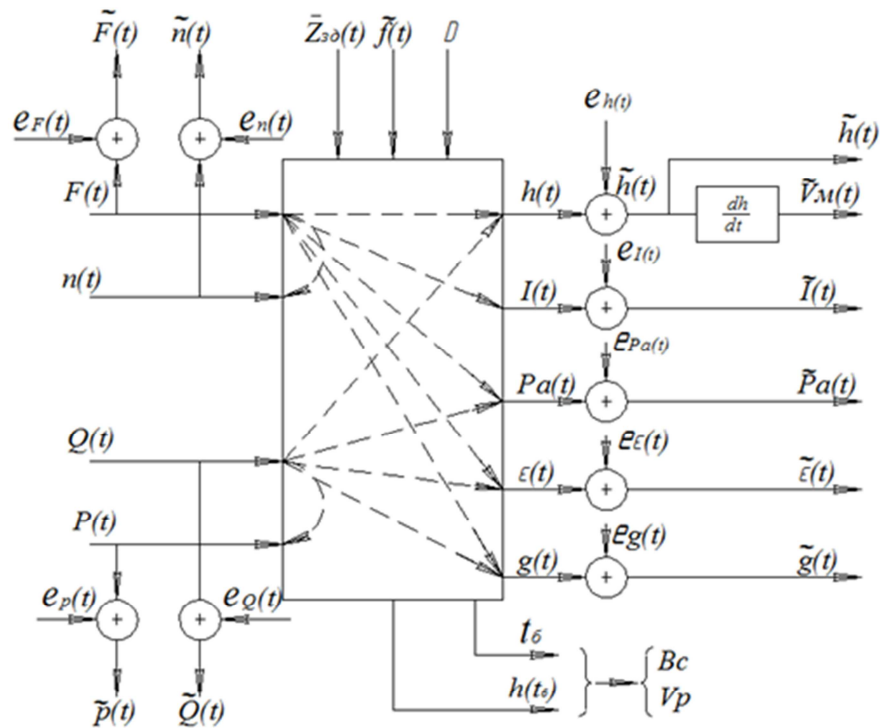
Тоді

$$\begin{cases} \tilde{F}(t) = F(t) + e_F(t); & \tilde{n}(t) = n(t) + e_n(t); \\ \tilde{p}(t) = p(t) + e_p(t); & \tilde{Q}(t) = Q(t) + e_Q(t); \\ \tilde{h}(t) = h(t) + e_h(t); & \tilde{v}_M(t) = v_M(t) + e_{v_M}(t); \\ \tilde{I}(t) = I(t) + e_I(t); & \tilde{P}_a(t) = P_a(t) + e_{P_a}(t); \\ \tilde{\varepsilon}(t) = \varepsilon(t) + e_\varepsilon(t); & \tilde{g}(t) = g(t) + e_g(t). \end{cases} \quad (5)$$

Отже, процес буріння свердловин електробурами описується сукупністю випадкових процесів  $F(t), n(t), Q(t), p(t), h(t), v_M(t)$  та іншими, які стохастично зв'язані між собою.

Оскільки експериментальні дослідження процесу буріння електробурами проводили в стаціонарному режимі, оцінки математичного сподівання досліджуваних параметрів під час експерименту вважатимемо постійними. Це дозволяє розглядати досліджувані параметри як квазістаціонарні випадкові функції.

В працях [2, 5 та ін.] доведено, що досліджувані квазістаціонарні функції мають властивість ергодичності, як по відношенню до оцінки математичного сподівання, так і оцінок



$F(t)$  – осьове навантаження;  $n(t)$  – швидкість обертання долота;  $Q(t)$  – витрата бурового розчину;  $e(t)$  – адитивні шуми у вимірювальних каналах;  $t_\delta$  – час буріння;  $B_c$  – вартість метра проходки;  $v_p$  – рейсова швидкість буріння;  $\varepsilon(t)$ ,  $g(t)$  – оцінки стану озброєння та опор долота;  $P_a(t)$  – активна потужність електробура;  $I(t)$  – струм навантаження двигуна електробура;  $h(t)$  – проходка на долото;  $v_M(t)$  – механічна швидкість проходки;  $\tilde{f}(t)$  – вектор збурень;  $D$  – діаметр долота;  $z_{30}(t)$  – задані оператором значення вхідних величин

Рисунок 1 – Структурна схема процесу буріння свердловин електробурами як багатовимірною об'єктом керування

автокореляційних функцій:  $R_{FF}(t)$ ,  $R_{nn}(t)$ ,  $R_{QQ}(t)$ ,  $R_{PP}(t)$ ,  $R_{v_M v_M}(t)$ ,  $R_{II}(t)$ ,  $R_{P_a P_a}(t)$  та ін. Така властивість дозволяє вважати процес на досліджуваних ділянках свердловини стаціонарним.

Про стан озброєння долота “ $\varepsilon$ ” та його опор “ $g$ ” можна судити тільки опосередковано за результатами вимірювань механічної швидкості проходки та моменту на долоті [7,13,24].

Ефективність процесу буріння будемо оцінювати за механічною швидкістю проходки

$$v_M(t) = \frac{dh}{dt}, \quad (6)$$

часом буріння  $t_\delta$ , проходкою на долото  $h(t_\delta)$ , що, безумовно, пов'язані з продуктивністю бурових насосів, якістю очищення вибою свердловини та іншими факторами.

Собівартість метра проходки свердловини визначатимемо за формулою [18].

$$B_C = \frac{B_r(t_\delta + t_{сп}) + d}{h(t_\delta)}, \quad (7)$$

де  $B_r$  – вартість години роботи бурової установки;

$t_{сп}$  – час, що витрачається на спуско-підіймальні операції;

$d$  – вартість долота.

Відомо [6, 14, 15], що бурові насоси для усіх способів буріння є основними споживачами

електроенергії. На більшості бурових установок широко застосовують поршневі двоциліндрові насоси подвійної дії, які при постійному числі ходів поршня за хвилину дозволяють в певних межах регулювати витрату промивальної рідини, шляхом заміни втулок циліндрів.

У вітчизняній практиці буріння нафтогазових свердловин застосовують, здебільшого, двопоршневі бурові насоси таких типів: БРН виробництва ВАТ ВЗБТ; У8-6МА і У8-7МА виробництва ВАТ “Уралмаш”. Але ці бурові насоси мають значні габарити і вагу, що ускладнює їх транспортування, монтаж і ремонт [16].

За останні роки на бурових знаходять застосування швидкохідні трипоршневі бурові насоси однобічної дії (триплекси) замість двопоршневих двобічної дії. Це обумовлено тим, що ефективність використання зворотного ходу поршня у двопоршневих бурових насосів двобічної дії при високих тисках значно знижується, оскільки площа штока становить 30÷40% від площі поршня мінімального діаметра. До того ж з переходом в зону високих тисків зростають вимоги до надійності та необхідності постійного контролю пристроїв ущільнення.

За кордоном (США, Німеччина, Японія) бурові установки обладнують трипошневими буровими насосами однобічної дії. У порівнянні з двопоршневими буровими насосами двобічної дії за однакової потужності, вони мають

значні переваги: зменшення ваги, габаритів – удвічі; зменшення нерівномірності подачі – удвічі; нерівномірність тиску зменшена – у 5-6 разів; зменшення кількості змінних деталей – в 1,3÷1,4 рази. Число ходів у трипоршневих бурових насосів може досягати 120÷185 обертів за хвилину проти 60÷80 у двопоршневих. Найбільш ефективно є застосування трипоршневих бурових насосів для буріння глибоких свердловин у складних геологічних умовах і на морі.

Розроблені, виготовляються і використовуються в Україні трипоршневі бурові насоси одноступінчастої дії типів: УНБТ-800, УНБТ-950 конструкції ВАТ "Уралмаш" і НБ-600 (БРН-2) конструкції ВАТ ВЗБТ. Особливістю роботи цих насосів є застосування підпірних відцентрових насосів, що створюють у всмоктуючих камерах бурових насосів надлишковий тиск. За рахунок цього збільшується коефіцієнт подачі і частота ходів поршня.

Використання підпірних насосів сприяє також зменшенню коливань в гідравлічній ланцюж і дуже ефективно під час перекачування бурового розчину з великим вмістом повітря і газу. До теперішнього часу електропривод підпірних насосів, що застосовують на бурових установках на 70% є нерегульованим. Слід зазначити, що в практиці буріння свердловин за кордоном перехід на трипоршневі бурові насоси в основному здійснюється для бурових насосів великої потужності, що розраховані на великий тиск.

Для двопоршневих насосів, які ще застосовують в електробурінні, можна вважати, що для заданої глибини буріння існує залежність між моментом на валу двигуна насоса та швидкістю його обертання за законом параболи [13]. Коефіцієнт параболи залежить від конструкції, діаметра втулок, якості промивальної рідини та ін.

Основними чинниками, що визначають режим роботи бурових насосів, є тиск на його виході  $P$  і продуктивність  $Q$ , тобто кількість рідини за одиницю часу. Тиск на виході бурового насоса на деяку гідравлічну систему визначається за формулою [16]:

$$p = KQ^2, \quad (8)$$

де  $Q$  – продуктивність бурового насоса;

$K$  – коефіцієнт, що характеризує загальний опір гідравлічної системи, тобто коефіцієнт гідравлічного опору.

Продуктивність бурового насоса  $Q$  вибирається технологічними службами з урахуванням конкретних умов буріння і фіксується у геолого-технічному наряді для кожної бурової. Для якісного очищення вибою свердловини і вилучення часток розбуреної породи на поверхню величина подачі повинна бути тим більша, чим більша площа вибою.

Гідравлічна потужність  $P_r$  і потужність бурового насоса  $P_n$  визначають за формулами [16]:

$$P_r = pQ; P_n = p \frac{Q}{\eta}, \quad (9)$$

де  $\eta = 0,9 \div 0,92$  – ККД, що враховує гідравлічні та механічні втрати в бурових насосах.

Згідно з (8) і (9) неважко переконатися, що при постійних параметрах гідравлічної системи і змінній подачі бурового розчину  $Q = \text{var}$  гідравлічна потужність  $P_r$  пропорційна подачі у третьому ступені, тобто зростає досить інтенсивно.

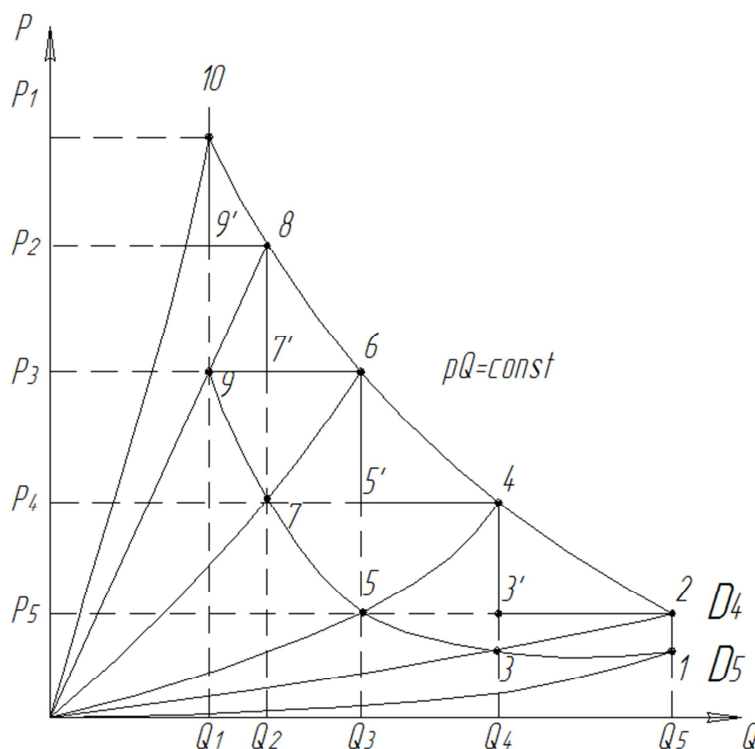
Оптимальний режим роботи бурового насоса характеризується потужністю на виході, яка рівна номінальній  $pQ = \text{const}$  [16]. Наближення до цього режиму для нерегульованого електропривода насоса досягається застосуванням циліндричних втулок різного діаметру. На рис. 2 подані графіки режимів роботи бурового насоса для при різних видів електропривода, що характеризують зв'язки між подачею  $Q$  і тиском  $p$  на виході при різних значеннях діаметра втулки  $D$ .

Якщо прийняти, що до комплекта бурового насоса входить 5 типорозмірів змінних втулок поршнів, то основні розрахункові точки 2,4,6,8,10, що відповідають різним діаметрам поршнів, будуть розташовані на розрахунковій кривій постійної потужності – гіперболі. При цьому точка 2 відповідає максимальному, а точка 10 – мінімальному діаметру поршня. Слід відмітити, що при незмінному діаметрі поршня подача бурового насоса пропорційна швидкості двигуна привода, а момент на валу двигуна пропорційний тиску.

Згідно з (8) тиск на виході бурового насоса пропорційний квадрату подачі бурового розчину, а ця залежність для конкретного значення коефіцієнта гідравлічного опору  $K$  має назву "крива навантаження". Значення коефіцієнта  $K$  збільшується з поглибленням свердловини. Криві навантаження, що проходять через зазначені точки, подані на рис. 2 тонкими лініями.

Отже припустимо, що при малій глибині буріння встановлено поршні максимального діаметру  $D_5$ , і насос працює в точці 1. Зі збільшенням глибини свердловини подача бурового насоса  $Q_3$  залишається постійною, а тиск зростає, тобто насос переходить працювати в точку 2. Продовжувати роботу з поршнем діаметром  $D_5$  вище точки 2 неприпустимо тому, що потужність двигуна привода насоса перевищує допустиме значення. Тому в точці 2 необхідно замінити поршень діаметром  $D_5$  на поршень діаметром  $D_4$ . Внаслідок зменшення діаметра поршня, при тій же швидкості двигуна привода, подача розчину зменшиться, а крива навантаження залишиться незмінною, і режим роботи бурового насоса буде визначатися точною 3. У міру подальшого поглиблення свердловини і зміни діаметрів поршня відбудеться перехід режиму роботи насоса в точку 4 і т.д. Отже, у разі використання нерегульованого електропривода для бурового насоса і періодичної зміни двигуна є досить високою.

Згідно з рис. 2 бачимо, що в точках 1, 3, 5, 7, 9 фактична потужність насоса значно менша номінальної. Вимушене недовикористання потужності у порівнянні з «ідеальною кривою  $pQ = \text{const}$ » можна оцінити сумарною площею трикутників 2-3-4, 4-5-6, 6-7-8, 8-9-10.



1-2, 3-4, 5-6, 7-8-9-10 – для нерегульованого електропривода;  
 1-2-3'-4'-5'-6'-7'-8'-9'-10 – для регульованого електропривода (регулювання при постійному моменті);  
 2-4-6-8,10 – для регульованого електропривода (регулювання при постійній потужності)

**Рисунк 2 – Графіки режимів роботи бурового насоса для різних видів електроприводів**

Розглянемо режим роботи бурового насоса для тих же умов, але оснащеного регульованим електроприводом. Завдяки можливості регулювання швидкості двигуна привода вниз від номінальної, робота насоса згідно з рис. 2, буде здійснюватися відповідно до ступінчастої кривої 1-2-3'-4'-5'-6'-7'-8'-9'-10, тобто в даному випадку недовикористання потужності значно менше, ніж при застосуванні нерегульованого привода насоса. У випадку регулювання швидкості двигуна (за умов допустимого навантаження) привода насоса при постійній потужності крива  $p = f(Q)$  стає близькою до ідеальної (оптимальної) кривої, тобто можна вважати, що потужність двигуна є досить високою.

На основі викладеного встановлено, що електропривод бурового насоса повинен відповідати наступним вимогам:

- можливість плавного, сповільненого в часі пуску (до 60 с);
- можливість регулювання швидкості двигуна електропривода в режимі буріння до 50%, а в режимі відновлення циркуляції - до 80% і більше вниз від номінального значення;
- під час регулювання швидкості вниз від номінального значення, привод повинен забезпечити сталість тиску бурового насоса, що відповідає сталості моменту на його валу;
- привод повинен мати жорстку механічну характеристику, з коефіцієнтом жорсткості близько 5%;
- привод повинен бути нереверсивний, а режим роботи - тривалий.

В результаті дослідження регульованого електропривода бурового насоса типу У8-6М встановлено [15, 16], що порівняно з нерегульованим, регульований електропривод дозволяє збільшити механічну швидкість і проходку на долото на 20%, кількість рейсів доліт скоротити на 20%, а тривалість допоміжних операцій - на 12%.

Переваги регульованого електропривода бурових насосів ще суттєвіші у випадку буріння свердловин електробурами. Вони полягають у наступному:

- найкраще використання встановленої потужності та робота в оптимальних режимах для кожного інтервалу буріння при різних типах вибійних двигунів, що забезпечує скорочення часу механічного буріння;
- збільшення швидкості буріння та середньої потужності, що підводиться до долота, а за необхідністю – збільшення гідравлічної потужності у міру зношування вибійного двигуна;
- можливість пуску бурових насосів під навантаженням, що зменшує зношування засувки і полегшує працю бурової бригади;
- скорочення часу спуско-підймальних, допоміжних і підготовчо-заклучних операцій, що зменшує кількість рейсів, оскільки збільшується середня проходка на долото;
- можливість швидкої ліквідації аварій, що пов'язані з прихопленнями й іншими аварійними ситуаціями.
- рівномірність подачі, що дає змогу відмовитись від пневмокомпенсаторів та ін.

За останні два десятиліття у світовій практиці буріння тиск і потужність бурових насосів зросли в 2 рази і досягли відповідно 40МПа і 1600÷1750 кВт. Рівень робочих тисків під час буріння свердловин знаходиться в межах від 12 до 25 МПа. Максимальний тиск застосовують короткочасно, як правило в аварійних ситуаціях.

Напрямки розвитку електропривода бурових насосів збігаються із загальною тенденцією до розвитку електропривода, тобто розширюється область застосування регульованого електропривода та комп'ютерних засобів автоматизації як під час створення нового обладнання так і під час модернізації діючого.

Отже, для конкретного електропривода бурових насосів можна визначити такі напрямки вдосконалення:

- широке застосування силових напівпровідникових перетворювачів нових поколінь для регулювання координат (швидкості, моменту та ін.) електропривода;

- підвищення потужності силових перетворювачів і зменшення їх габаритів;

- стандартизація, уніфікація електрообладнання та підвищення рівня його заводської готовності;

- створення комплексних електроприводів, що містять силове обладнання, системи автоматизованого керування, контролю та діагностики, включаючи уніфікацію та мініатюризацію технічних засобів автоматизації;

- застосування засобів комп'ютеризації та модульної побудови систем автоматичного керування;

- удосконалення конструкції електродвигунів і апаратури керування, що спрямована на підвищення їх надійності і рівня вибухозахисту;

- створення нових засобів автоматизованого керування.

На даний час усі провідні електротехнічні фірми випускають регульовані електроприводи укомплектовані комп'ютерними засобами автоматизації у вигляді гнучко програмованих систем, що адаптуються до різних галузей застосування.

У зв'язку з засвоєнням промисловістю повністю керованих силових напівпровідникових приладів у модульному виконанні: потужних польових транзисторів (MOSFET), біполярних транзисторів із ізольованим затвором (IGBT), замикаючих тиристорів з інтегрованим керуванням (IGCT) і замикаючих тиристорів (GTO); розроблені напівпровідникові перетворювачі, що забезпечують плавне і економічне регулювання швидкості електродвигунів у широкому діапазоні [16]. Наприклад, для електроприводів потужністю до 1 МВт в перетворювачах частоти використовують модулі IGBT, а більше за 1 МВт – модулі GTO або IGBT.

Створення надійних статичних перетворювачів частоти для керування асинхронними електродвигунами з використанням засобів мікропроцесорної техніки призвело до масового застосування електроприводів за системою ПЧ-АД в різних галузях промисловості.

Частотно-регульовані приводи знайшли застосування в електроприводах виконавчих механізмів ряду закордонних бурових установок наземного і морського буріння.

З середини 90-х років компанією АВВ [25] розпочато комплексне постачання електрообладнання для бурових установок з частотно-регульованими електроприводами. До комплексу входять електроприводи бурової лебідки, бурових насосів, верхнього привода (або ротора), а на морських бурових установках електроприводи якірних лебідок і гребних гвинтів. Як привідні двигуни застосовані асинхронні короткозамкнені типу НХР, що розроблені спеціально для використання частотного регулювання і пристосовані до умов буріння.

Кожен привод має індивідуальний інвертор, побудований за трифазовою схемою, що складається з шести напівпровідникових ключів, а також має власну мікропроцесорну систему керування. Статична точність регулювання швидкості зі зворотним зв'язком від імпульсного давача складає 0,01%, без зворотного зв'язку – від 0,5% до 3%.

Зазначені типи частотно-регульованого електропривода знайшли широке застосування на бурових установках родовищ Північного моря [16].

З 1998 року компанією АВВ постачаються багатодвигунні асинхронні частотно-регульовані електроприводи типу АС8600 MultyDrive, а також серія високовольтних частотно-регульованих електроприводів потужністю від 315 до 5000 кВт типу АСS1000.

Частотно-регульованим електроприводом змінного струму забезпечується також комплект допоміжних механізмів таких як: пісковідокремлювач ПГ-60; муловідокремлювач ПГ  $\frac{45}{75}$ ;

сітогідроциклонний сепаратор СТО  $\frac{45}{150}$  або СТО  $\frac{65}{150}$ ; гідроциклони; глиновідокремлювач

ГУР-2; насосний агрегат блоку приготування бурового розчину. Загальна встановлена потужність електрообладнання циркуляційної системи змінюється від 200 до 770кВт. Спожита потужність не перевищує 360 кВт.

Більш повне використання потужності бурового насоса з регульованим електроприводом практично полягає в тому, що при однаковому значенні допустимого тиску в нагнітальній системі подача бурового насоса буде більшою, ніж насоса з нерегульованим електроприводом. Завдяки цьому поліпшується очищення вибою, що збільшує механічну швидкість буріння, а також забезпечується можливість підвищення швидкості буріння внаслідок використання більш високого навантаження на долото. Одночасно зростає проходка на долото, оскільки зменшується ступінь повторного руйнування породи. В результаті збільшення проходки на долото скорочується сумарний час спуско-підіймальних і ряду допоміжних операцій. При



Рисунок 3 – Класифікація систем регулювання електроприводу бурових насосів

бурінні електробуром зростає механічна швидкість буріння внаслідок збільшення середньої потужності, що підводиться до долота.

Регулювання продуктивності бурового насоса необхідно також в ускладнених умовах буріння. Відповідальною операцією, особливо при бурінні глибоких свердловин, є відновлення циркуляції бурового розчину, коли гідравлічний опір в системі значно вищий, ніж при робочих режимах. Відновлення циркуляції значно полегшується при можливості роботи бурового насоса зі зниженою подачею. Мінімальна відносна подача при відновленні циркуляції може становити 0,1 від подачі в режимі буріння.

Отже, буровий насос доцільно оснащувати регульованим електроприводом, причому регулювання слід здійснювати в режимі постійного моменту, що визначається допустимим тиском в гідравлічній системі бурової установки.

Оскільки відношення діаметрів сусідніх типів розмірів поршнів складає 0,85-0,9 між їх двома замінами, то регулювання швидкості приводного двигуна повинно бути не менше 20-30% у бік зменшення від номінальної.

Регульований електропривод бурових насосів суттєво впливає на конструкцію обладнання насосної групи. При регульованому електроприводі бурового насоса обов'язково має бути передбачена оперативна сполучна муфта між двигуном і буровим насосом, а також пускова засувка, що з'єднує вихід насоса (лінію високого тиску) з відкритою ємністю. Це дозволяє запустити двигун без навантаження, потім проводиться пуск насоса також без навантаження, а після цього пускова засувка плавно відкривається, і потік рідини починає надходити і лінію високого тиску і циркулювати в робочому контурі.

За наявності регульованого привода бурового насоса оперативна муфта не встановлюється, а пускова засувка практично не використовується.

Для регулювання швидкості електропривода насоса можна використати різні схеми і

типи регульованого електропривода як змінного, так і постійного струму (рис. 3).

Досвід експлуатації і результати аналізу роботи бурових насосів [17] свідчить, що максимально необхідний діапазон безступінчастого регулювання продуктивності бурових насосів за законом  $P = p \cdot Q = \text{const}$  становить 24%. За даними фірми Security [14], що використовує для доліт РДС спеціальну гідравлічну програму, діапазон зміни витрати бурового розчину

складає  $12,6 \div 53,6 \frac{\text{л}}{\text{сек}}$ , при зміні гідравлічної

потужності – в межах  $3,1 \div 5,7 \frac{\text{Вт}}{\text{мм}^2}$ .

Оскільки збільшення витрати бурового розчину сприяло зростанню механічної швидкості проходки, була встановлена [14] емпірична залежність мінімальної витрати бурового розчину  $Q_{\min}$  від діаметра долота

$$Q_{\min} = 12,72 D_{\text{дол}}^{1,47}, \quad (10)$$

де  $D_{\text{дол}}$  – діаметр долота.

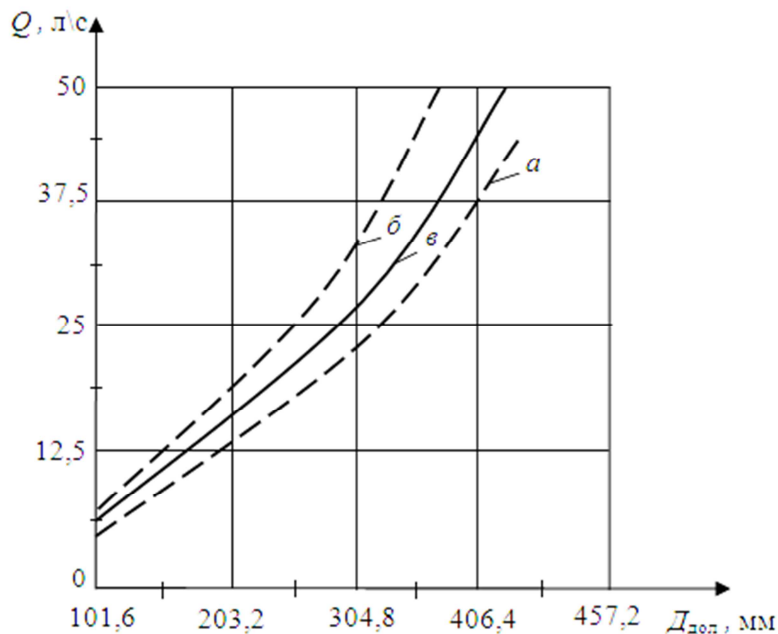
Графік залежності витрати бурового розчину  $Q$  від діаметра шарошkových доліт і доліт РДС наведено на рис. 4.

Мінімум витрати бурового розчину для доліт РДС лежить між мінімальною і максимальною витратами для шарошkových доліт. Вона не більше 10÷20% мінімальної витрати для шарошkových доліт.

Кількість промивальної рідини  $Q$  при бурінні електробурами з шарошковыми долотами різних діаметрів визначають [18] із умови  $0,057 \div 0,065 \frac{\text{л}}{\text{сек}}$  на  $1 \text{см}^2$  площі вибою.

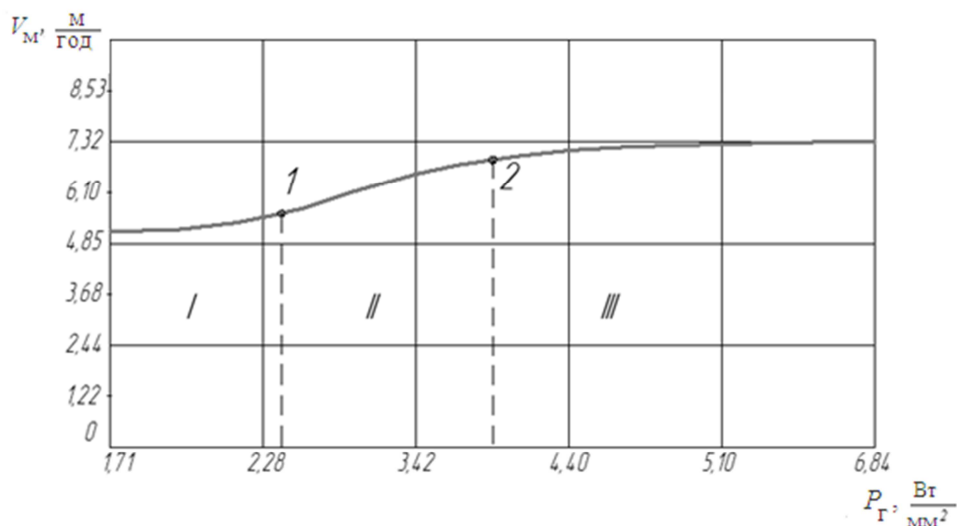
Гідравлічна потужність на  $1 \text{мм}^2$  площі вибою впливає на механічну швидкість проходки більше, ніж швидкість витікання струменю із насадок долота, яка зростає із збільшенням гідравлічної потужності. Проте, загальна площа перерізу насадок не впливає на механічну швидкість проходки.

На рис. 5 наведено усереднений вплив гідравлічної потужності на  $1 \text{мм}^2$  площі вибою  $P_r$



*a, б* – відповідно мінімальна і максимальна витрати бурового розчину для шарошkových доліт;  
*в* – мінімальна рекомендована витрата бурового розчину для доліт PDC

**Рисунок 4** – Графік залежності витрати бурового розчину від діаметра доліт



**Рисунок 5** – Вплив гідравлічної потужності на механічну швидкість проходки для долота діаметром 215,9 мм при різних режимах, що визначаються витратою бурового розчину (I); гідравлічною потужністю (II); механічною потужністю (III)

на механічну швидкість проходки для доліт діаметром 215,9 мм [14]. Середня глибина буріння складає 2784 м.

Аналізування даного взаємозв'язку для доліт різних діаметрів дозволило виявити три різних режими для механічної швидкості проходки, які визначаються витратою бурового розчину, гідравлічною і механічною потужностями.

Оскільки характер цієї залежності є загальним для різних доліт, то доцільно визначити її математичну модель. Для цього скористаємося програмним модулем Curve Expert. На рис. 6 наведено інформаційні моделі  $y = f(x)$ , де  $y = v_M$ , а  $x = P_g$ , що описують зв'язок гідравлічної потужності з механічною швидкістю проходки.

За наведеними графіками спостерігаємо, що найбільш точно ( $S=0,02$ ) і з коефіцієнтом кореляції  $\eta = 0,999$  цю залежність описує Weibull Model.

В режимі I (рис. 5) витрата бурового розчину має бути достатньою для викиду розбуреної породи з-під долота. Мінімальну витрату при цьому називають [14,21,22] “hydraulic flounder point”. Їй відповідає на графіку точка 1. Механічна швидкість проходки при режимі I майже не залежить від гідравлічної потужності.

Після проходження точки 1 згину гідравлічна потужність (режим II) є більшою за інші параметри. Про це свідчить кут нахилу кривої в діапазоні зміни  $P_g$  від 2,5 до  $4,1 \frac{\text{Вт}}{\text{мм}^2}$ , який по-



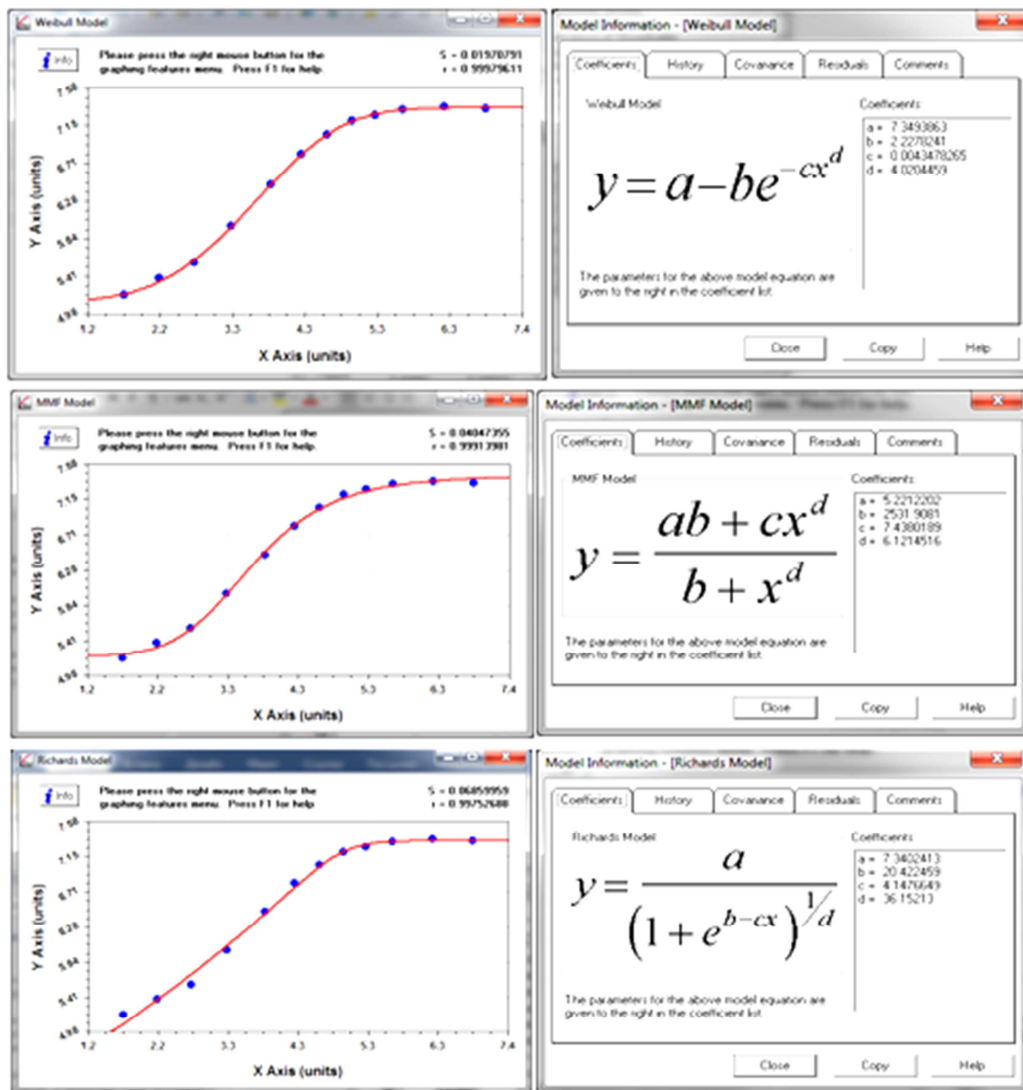


Рисунок 6 – Інформаційні моделі  $y = f(x)$ , де  $y - v_M, x - P_T$ , що описують зв'язок гідравлічної потужності з механічною швидкістю проходки

казує, що гідравлічна потужність суттєво впливає на очищення вибою свердловини.

Точка 2 відповідає перехідній зоні між режимами, які визначаються такими факторами, як гідравлічна та механічна потужності. Гідравлічна потужність все ще відіграє певну роль у цій зоні, але не є визначальною, внаслідок впливу механічних факторів (осьове навантаження на долото, крутний момент, частота обертання), а також конструктивних параметрів долота і фізико-механічних властивостей гірських порід. Отже, в режимі III гідравлічні параметри є оптимальними, з точки зору механічної швидкості проходки і довговічності долота. Оптимальна гідравлічна потужність визначається за точкою 2 згину на рис. 5.

Детальний аналіз результатів промислових випробувань [14,19-22] дозволив виявити залежність показників роботи долота від витрати бурового розчину і гідравлічної потужності, що підводиться до нього.

Наприклад, фірма Security Division (США) для доліт Start-X діаметрами 149,2÷311,2мм

визначила, що необхідна питома гідравлічна потужність, що підводиться до долота, має бути

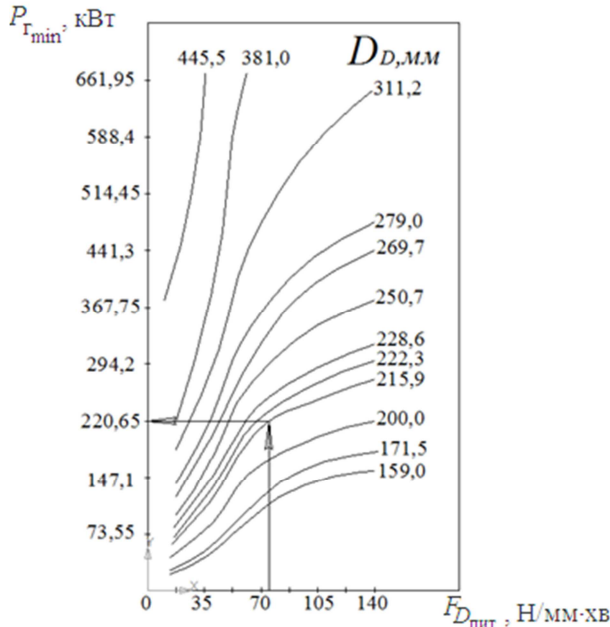
в межах  $2,3 \div 4,1 \frac{\text{Вт}}{\text{мм}^2}$  [19]. Аналогічні результати отримані фірмою Exxon Production Research для безконусних доліт PDC діаметром 215,9 мм з 39 різальними вставками, сталевим корпусом і п'ятьма насадками [20]. Використовували насадки діаметрами 6,35;7,14;7,94;8,34 мм. При кожному випробуванні застосовували п'ять насадок одного діаметра. Розбурювали три типи різних порід. Використовували бурові розчини на водяній і нафтовій основах з однаковою густиною  $1198 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Комбінація осьового навантаження на долото і частоти його обертання визначає величину механічної потужності на долоті, що забезпечує руйнування гірської породи. Гідравлічна програма визначає гідравлічну енергію, необхідну для видалення уламків зруйнованої породи і транспортування її на поверхню.

Якщо виникає диспропорція між механічною і гідравлічною потужностями, тоді змен-

шується механічна швидкість проходки  $v$ , проходка на долото  $h$  або неефективно використовується бурова установка.

Дослідженнями фірми Smith Tool встановлені [14,21,22] співвідношення між механічною енергією ( $F_{D_{пит}} \cdot n \cdot 10^3$ ), Н/мм·хв та гідравлічною потужністю  $P_{г}$ , яка передається на долото (рис. 7).



$F_{D_{пит}}$  - питоме осьове навантаження на долото (на одиницю діаметра долота);  
 $n$  - частота обертання долота;  
 $P_{Гmin}$  - мінімально необхідна гідравлічна потужність, що підводиться до долота

**Рисунок 7 – Графіки залежностей мінімально необхідної гідравлічної потужності  $P_{Гmin}$ , що підводиться до долота, від механічної енергії**

По горизонталі відкладені значення добутку осьового навантаження на долото на 1 мм його номінального діаметра на частоту обертання долота Н/мм·хв, а по вертикалі – мінімально необхідна гідравлічна потужність для забезпечення належного очищення вибою свердловини від породи в залежності від діаметра долота. Визначивши добуток ( $F_{D_{пит}} \cdot n$ ), проводять вертикальну лінію до перетину з кривою, що відповідає діаметру долота. Цю точку переносять на вертикальну лінію, на якій визначають мінімально необхідну гідравлічну потужність  $P_{Гmin}$ .

В роботі [21] встановлено зв'язок механічної швидкості проходки з гідравлічною потужністю  $P_{г}$ , яка підводиться до долота на 1мм<sup>2</sup> площі вибою з урахуванням коефіцієнта буримості  $K_1 \div K_7$  породи (рис. 8).

Видно, що низьке фактичне значення питомої гідравлічної потужності, що підводиться до долота  $P_{г}$ , призводить до зменшення механічної швидкості проходки  $v_M$  і свідчить про незбалансованість співвідношення між механічною потужністю  $F_D \cdot n$  і гідравлічною  $P_{г}$ .

Для розрахунків  $v_M$  використовується відома [14,21] формула, яка враховує буримість гірських порід, осьове навантаження на долото і частоту його обертання:

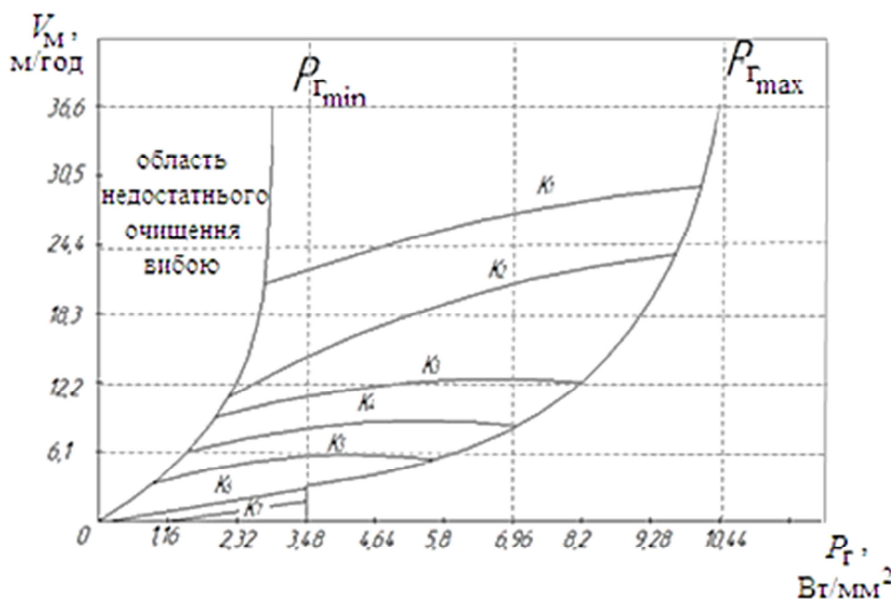
$$v_M = K \cdot \left(\frac{F_D}{D}\right)^\alpha \cdot n^\beta, \quad (11)$$

де  $K$  – коефіцієнт буримості породи;  
 $F_D$  – осьове навантаження на долото;  
 $D$  – діаметр долота;  
 $\alpha, \beta$  – емпіричні константи.

Для м'яких порід, коли  $\alpha$  і  $\beta$  дорівнюють одиниці, формула (11) набуде такого вигляду:

$$v_M = K \cdot F_{D_{пит}} \cdot n, \quad (12)$$

де  $F_{D_{пит}} = \frac{F_D}{D}$  – питоме осьове навантаження на одиницю діаметра долота.



**Рисунок 8 – Графіки залежності механічної швидкості проходки  $V_M$  від гідравлічної потужності  $P_{г}$ , що підводиться до долота**

Верхня межа лінії питомої гідравлічної потужності відповідає ідеальним умовам очищення вибою свердловини. За її межами збільшення гідравлічної потужності не сприяє покращенню очищення вибою, і теоретично механічна швидкість проходки не може збільшитися.

Проходка на долото також змінюється разом із зміною потужності, яка реалізується на долоті. Збільшення гідравлічної потужності на 15÷20% призводить до збільшення проходки на долото при турбінному бурінні на 17-20%, а при роторному – на 30-40% [15].

### Висновки

На основі системного аналізу теоретичних і прикладних аспектів впливу продуктивності бурових насосів на ефективність процесу буріння нафтових і газових свердловин електробурами виявлено обмежену придатність стандартних підходів до керування процесом буріння. Це пов'язано з обмеженими можливостями регулювання продуктивності бурових насосів, а також з тим, що технічна гідравлічна система промивання свердловини є нелінійним динамічним об'єктом, що функціонує за умов апріорної та поточної невизначеностей під впливом збурень як внутрішнього, так і зовнішнього середовища.

Теоретично обґрунтовано доцільність застосування для буріння свердловин електробурами бурових насосів з регульованим приводом з метою збільшення питомої гідравлічної потужності, що підводиться до долота. Це дає змогу суттєво збільшити проходку на долото і механічну швидкість проходки.

Для забезпечення високих значень механічної швидкості проходки і проходки на долото при бурінні нафтових і газових свердловин електробурами запропоновано, окрім регулювання осьового навантаження на долото та частоти його обертання, також застосовувати оптимальні гідравлічні програми буріння з регулюванням продуктивності бурових насосів для шарошкових доліт і доліт PDC. Впровадження таких програм сприятиме суттєвому зменшенню собівартості 1 метра проходки.

### Література

1. Діхтяренко К.В. Перспектива відродження електробуріння: матеріали 9-ої міжнар. наук.-практич. конф. "Нафта і газ України – 2013. м. Яремча, 4-6 вересня 2013 р / К.В.Діхтяренко, В.П.Червінський. – Л.: Центр Європи, 2013. – С.59-60.
2. Семенцова А.О. Експериментальні оцінки статистичних характеристик потужності, що споживає двигун електробура Е-240-8 у процесі буріння свердловин / А.О.Семенцова // Сбор. научных трудов SWorld. – 2015. – Вып. № 1(38), том 4. – С.26-36.
3. Бунчак З. Електробур. Парадокси і реальність / З.Бунчак, О.Дудар, О.Кекот, О.Турянський // Електроінформ. – 2003. – № 4. – С. 8-11.
4. Балденко Ф.Д. Автоматизированные системы управления режимом бурения скважин забойными двигателями / Ф.Д.Балденко, А.П.Шмидт // Бурение и нефть. – 2003. – № 4. – С. 14-17.
5. Семенцова А. О. Аналіз характеристик занурного електропривода / А.О. Семенцова, К.С. Годлевська, В.О. Дрислюк // Нафтогазова енергетика. – 2012. – №2(18). – С.86-97.
6. Федорів М. Й. Аналіз причин відмов основного електрообладнання комплексу для буріння свердловин / М.Й. Федорів, У.М. Ніколін, С.В. Костишин // Нафтогазова енергетика. – 2009. – № 2. – С. 62-65.
7. Семенцов Г.Н. Моделирование та ідентифікація процесу буріння для задач оптимізації управління : Монографія / Г.Н.Семенцов, О.В.Гутак // Одеса: Куприенко С.В., 2014. – 295 с.
8. Костишин В.С. Аналіз енергоефективності нафтоперекачувального насосного агрегату / В. С. Костишин, І. І. Сорохтей // Нафтогазова енергетика. – 2009. – № 2. – С.76-79.
9. Holster I.L. Effect of Bit Hydraulic Horsepower on the Drilling Rate of a Polycrystalline Diamond Compact Bit / I.L.Holster, R.I.Kipp// I.Petroleum Technology. – 1984. – Vol. 36, No 13. – P. 2110-2118.
10. US Patent 5679894. E21B044/00 V. Kruger, J.W. Harrell, H.W. Beimgraben. – Apparatus and method for drilling boreholes. – Filed October 10. – 1995.
11. UK Patent Application GB 2337281. Applicant Philip Heed. A downhole drilling apparatus with control means. Date of filing 11.05.1999.
12. Семенцов Г.Н. Система керування із змінною структурою для оптимізації процесу буріння свердловини електробурами / Г.Н.Семенцов, Л.О.Копистинський // Матеріали II Всеукр. наук.-практ. конф. молодих вчених і студентів «Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості». – Івано-Франківськ, 2015. – С. 24-25.
13. Эфендизаде А.А. Частотное управление электробуром / А.А. Эфендизаде. – Баку, Азгосиздат, 1969. – 261с.
14. Абдуллин Р.А. Пути повышения скорости бурения за рубежом / Р.А. Абдуллин, А.А. Шашин, Н.Н. Трубецкой. – М.: ВНИИОНГ. 1987. – С.43.
15. Дмитриев В.Н. Выбор оптимальной мощности буровых установок / В.Н.Дмитриев. – М.: ВНИИОНГ. 1976. – 60 с.
16. Ловчев С.В. Системы электроприводов исполнительных механизмов современных буровых установок: [электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://forca.com.ua/knigi/obladnannya/sistemy-elektroprivodov-ispolnitelnyh-mehanizmov-sovremennyh-burovyh-ustanovok-4.html>
17. Суд И.И. Регулируемый электропривод переменного тока буровых насосов / И.И.Суд – М.: ВНИИОЭНГ, 1983. – 40 с.

18. Инструкция по технологии бурения нефтяных и газовых скважин электробуром. – М.: Миннефтепром, 1973. – 100 с.

19. Composite Catalog of Oil Field Equipment and Services. – 1985. – P. 2131.

20. Yue Z.Q. Automatic monitoring of rotary-percussive drilling for ground characterization—illustrated by a case example in Hong Kong [J] / Z.Q. Yue, C.F.Lee, K.T.Law et al // Int J Rock Mech Min Sci. – No 41(4). – 2004. – P. 573–612.

21. Hawkes S.L. How to analyze bit records to increase penetration rates / S.L.Hawkes // Petroleum Engineer Int. – 1985. – Vol. 57, No 5. – P. 72-84.

22. Hawkes S.L. Increase penetration rates by analyzing bit records / S.L.Hawkes // Petroleum Engineer Int. – 1986. – Vol. 58, No 10. – P.45-48.

23. Данилюк М.О. Процедура прогнозування собівартості будівництва нафтових і газових свердловин / М.О.Данилюк, І.Г.Фадєєва // Вісник технологічного університету Поділля: економічні наук. – 2001. – № 4. – С.43-47.

24. Горбійчук М.І. Оптимізація процесу буріння глибоких свердловин: [навч. посібник] / М.І.Горбійчук, Г.Н.Семенцов. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 493 с.

25. Джефф А. Мудрые подсказки обеспечивают глубокое понимание бизнеса, превращая данные обработки в ранние предупреждения о проблеме / А. Джефф // АББ Рев'ю. – 2011. – № 2. – С. 45 – 49.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*25.10.16*

*Рекомендована до друку  
професором **Горбійчуком М.І.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
д-ром техн. наук **Лопатіним В.В.**  
(ІГТМ НАН України, м. Львів)*