

Енергетика, контроль та діагностика об'єктів нафтогазового комплексу

УДК 622.245.3

DOI: 10.31471/1993-9868-2018-2(30)-17-24

ОЦІНКА ЗАТРАТ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В ПРОЦЕСІ РОТОРНОГО БУРІННЯ

І.І. Чудик, Я.С. Гридзжук*, Л.Р. Юрич

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 717967,
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Стаття присвячена дослідженню динамічних явищ у бурильній колоні виходячи з енергетичних позицій. Тертя в механічних передачах привода ротора та викривлених ділянок бурильної колоні до стінки свердловини в середовищі бурового розчину, а також зміна моменту опору на долоті є основними причинами затрат механічної енергії на процес буріння. При цьому для обертання бурильної колоні із певною нерівномірністю у свердловині та поглиблення вибою використовується необхідна потужність двигуна.

Розглянуто рівняння потужнісного балансу механічної системи "силовий привод – бурильна колона – вибій". Сформульовано задачу щодо визначення кінетичної енергії бурильної колоні при роторному бурінні, яка затрачається на подолання тертя в передачах привода та бурильної колоні до стінки свердловини в середовищі бурового розчину, а також на руйнування вибою. Використання встановлених математичних залежностей, продемонстровано номограмою для визначення потужності на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колоні у свердловині. Отримані результати теоретичних досліджень можуть бути використані виробничо-технологічними відомствами бурових підприємств для проектної оцінки енергозатрат роторного буріння.

Ключові слова: бурильна колона, бурильний інструмент, буровий розчин, потужність, кінетична енергія.

Статья посвящена исследованию динамических явлений в бурильной колонне, исходя из энергетических позиций. Трение в механических передачах привода ротора, искривленных участков бурильной колонны о стенки буровой скважины в среде бурового раствора и изменение момента сопротивления на долоте являются основными причинами затрат механической энергии процесса бурения. При этом для вращения бурильной колонны с определенной неравномерностью в скважине и углубления забоя используется необходимая мощность двигателя.

Рассмотрено уравнение баланса мощности механической системы "силовой привод – бурильная колонна – забой". Сформулирована задача по определению кинетической энергии бурильной колонны при роторном бурении, которая затрачивается на преодоление трения в передачах привода и бурильной колонны о стенки скважины в среде бурового раствора, а также на разрушение забоя. Использование установленных математических зависимостей продемонстрировано номограммой для определения мощности на преодоление сил трения при холостом вращении бурильной колонны в скважине. Полученные результаты теоретических исследований могут быть использованы производственно-технологическими ведомствами буровых предприятий для проектной оценки затрат энергии при роторном бурении.

Ключевые слова: бурильная колонна, бурильный инструмент, буровой раствор, мощность, кинетическая энергия.

The article is devoted to the study of dynamic phenomena in the drill string based on energy positions. The friction of mechanical transmissions in rotor drive, curved sections of the drill string on drill-hole walls in the drilling mud and change in the torque on the bit are the main causes of the mechanical energy consumption in the process of drilling. In this case, the required engine power is used for to provide drill string rotation in the well with some unevenness and bottom-hole deepening.

The power balance equation of the mechanical system "power drive–drill string–bottom hole" is analyzed. The authors have developed the problem for defining the kinetic energy of drill string in rotor drilling, which is spent on overcoming the friction in drive transmissions and drill string on drill-hole walls in the drilling mud as well as on drilling the bottom hole. The use of the defined mathematical dependencies is demonstrated by the nomograph for determining the friction power in case of drill string free run in the well. The obtained results of theoretical research can be used by engineering and manufacturing divisions of drilling enterprises for the engineering estimate of energy consumption in rotary drilling.

Keywords: drill string, drilling tool, drilling mud, power, kinetic energy.

Вступ

Річне споживання світової енергії становить близько 11 млрд тонн умовного палива в нафтовому еквіваленті. При цьому домінуючими джерелами енергії стали нафта і газ, оскільки більшість промислових технологій на сьогодні спроектовано під них. Україна через використання практично у всіх галузях промисловості та народного господарства морально застарілого і енергоємного обладнання на сьогодні є однією з найбільш енерговитратних держав. Це обумовлює потребу в модернізації промислових техніки і технологій та розробленні альтернативних джерел енергії, таких як природний газ, вугільних і сланцевих покладів.

При розробці родовищ з такими покладами використовуються похило-скеровані та горизонтальні свердловини. Вибір оптимальних параметрів режиму буріння є одним із основних факторів, які впливають на покращення техніко-економічних показників при спорудженні таких свердловин. Така особливість обумовлюється сучасними вимогами щодо точності та швидкості спорудження свердловин, а також вартості метра проходки. За різними даними механічна енергія, яка підводиться до долота для руйнування вибою свердловини, становить близько 30-40 % від загальноприведеної на усті. Як засвідчує більшість досліджень, основною причиною цього є втрата підведеної потужності на подолання сил тертя внаслідок складних умов роботи бурильної колони в стовбурі свердловини.

Аналіз сучасних закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Оскільки на сьогодні для видобування нафти і газу здебільшого споруджують похило-скеровані та горизонтальні свердловини, важливою є енергоефективна робота бурильної колони для передавання на долото необхідного осьового навантаження та крутного моменту. Бурильна колона є одним із елементів бурового інструменту і ланкою для передавання енергії від силового приводу до долота. Аналітичними та експериментальними дослідженнями [1-4] встановлено, що під час експлуатації під дією сил розтягу і стискування, крутного і згинального моментів, гідравлічного навантаження бурового розчину та коливань відбувається деформація колони бурильних труб. Саме вона спричинює збільшення сил тертя між бурильною колоною і стінкою свердловини. З однієї сторони, це обумовлює збільшення витрат енергії на обертання та осьове переміщення бурильної колони, а, з іншої, за рахунок зачеплення між гірською породою і бурильними трубами під

дією крутного моменту спіральна деформація може стати додатковим фактором створення осьового навантаження на долото.

Існуючі дослідження за даним напрямком [1-4] описують взаємодію однорозмірної моделі бурильної колони із стінками прямолінійного стовбура свердловини. В розрахунках за даними методами ці процеси описуються з використанням ряду спрощень стосовно взаємодії бурильної колони зі стінками свердловини: не враховуються сили тертя та їх вплив на осьове навантаження на долото. Отже, метою дослідження в даному напрямку є розроблення методу для розрахунку сил притискання бурильної колони до стінок свердловини довільної кривизни з врахуванням в математичній моделі тертя бурильних замків до стінки та його впливу на деформацію пружної осі колони.

В роботі [5] автором розглянуто питання про втрату потужності на обертання в свердловині бурильних колон різних конструкцій у процесі буріння. Для оцінки величини енергії, затрачуваної на обертання, ним запропоновано використати значення коефіцієнта корисної дії роботи бурильної колони. У роботі [6] встановлено залежність, що дозволяє більш точно й обґрунтовано розрахувати значення потужності, яка затрачається на руйнування гірських порід бурильним інструментом, та наведено приклад розрахунку потужності. Як показник ефективності процесу передачі енергії на вибій свердловини використано коефіцієнт корисної дії.

Авторським колективом [7] запропоновано методи розрахунку моменту опору обертання бурильної колони у буровому розчині і викривленій частині стовбура свердловини. В розрахунках враховано можливі види обертання бурильної колони навколо осі свердловини. В результаті досліджень отримано залежність для визначення моменту обертання бурильної колони у викривленому стовбурі свердловини з врахуванням її згину, опору зовнішнього середовища від сил тертя до стінки свердловини і бурового розчину, а також роботу долота та осьових сил.

Під час буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин енергоефективність використання бурильної колони має свою складну специфіку. В особливих умовах, пов'язаних із згином, стиском, розтягом і крученням, бурильна колона, яка перебуває у взаємодії з гірською породою стінок свердловини, повинна забезпечити передачу енергії до долота. Згідно з [8-10] в таких умовах роботи характерними є значні втрати механічної енергії на тертя і деформацію бурильної колони. Дана

проблема вже досліджувалася науковцями [7, 8-10]. Проте актуальним залишається питання формулювання методики попередньої оцінки енергозатрат та встановлення прямих аналітичних залежностей для визначення енергії, яка затрачається на обертання та проводку бурильної колони у стовбурі свердловини в середовищі бурового розчину.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

На даний час більшість досліджень, що стосуються визначення енергозатрат при бурінні, базуються на ряді складних математичних моделей, реалізація яких в більшості випадків можлива тільки за використання спеціалізованого програмного забезпечення. Для попередньої (проектної) оцінки енергозатрат необхідна наявність нескладних аналітичних залежностей, які на даний час не знайшли своє місце при інженерних розрахунках. В зв'язку з цим, встановлення простих аналітичних залежностей для оцінки затрат механічної енергії на подолання сил тертя в механічних передачах привода ротора, сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині та руйнування вибою є актуальною задачею, вирішення якої сприятиме пошуку енергоощадних режимів роботи бурильної колони.

Формулювання цілей статті

Існує ряд точних і наближених методів для дослідження та оцінки потужності, а також енергії механізмів та машин, зокрема методи Є.Л. Гут'яра, Ф. Віттенбауера, М.І. Мерцалова, метод середніх потужностей, а також загальні теореми динаміки [11]. Для вирішення поставленої задачі скористаємось теоремою про зміну кінетичної енергії механічної системи. На основі рівняння потужнісного балансу та теореми про зміну кінетичної енергії механічної системи необхідно встановити аналітичні залежності для оцінки величини кінетичної енергії бурильної колони, яка затрачається на подолання сил тертя в механічних передачах привода ротора, тертя колони до стінки свердловини, а також руйнування вибою.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Під час роторного буріння більша частина потужності привода (окрім потужності, необхідної для руйнування гірської породи) витрачається на подолання сил тертя бурильних труб до стінок свердловини та промивальної рідини, а також на подолання сил тертя у механічних передачах привода ротора. Слід зауважити, що внаслідок тертя бурильних труб до стінок свердловини вібрації долота, що передаються до бурильних труб, поглинаються здебільшого в нижній стисненій частині бурильної колони відносно невеликої довжини. Це пояснюється тим, що на подолання сил тертя бурильних труб до стінок свердловини в нижню частину колони необхідно передати велику кількість енергії. Сама ж бурильна колона в цьому випа-

дку виступає своєрідним провідником механічної енергії.

Під енергопровідністю бурильної колони розуміють її здатність передавати механічну енергію (потужність) від силового привода до долота. Енергопровідність бурильної колони істотно залежить не тільки від власних характеристик (густини матеріалу, зовнішнього й внутрішнього діаметрів, видів і розмірів сполучних елементів й ін.), але й від характеристик зовнішнього середовища (діаметра свердловини, наявності спеціального змащування і компонентів у складі промивних рідин та ін.), а також від вхідних параметрів режиму буріння (частоти обертання колони, осьового навантаження або розвантаження колони, витрати бурового розчину) і вихідних показників (швидкості буріння, швидкості розробки стовбура свердловини і т.д.). Для оцінки енергопровідних властивостей різних бурильних колон для різних режимів буріння звичайно використовуються визначені на гирлі значення потужності. В такому випадку згідно з [12] доцільно розглянути рівняння потужнісного балансу механічної системи "силовий привод – бурильна колона – вибій":

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{пр}} + N_{\text{х.об.}} + N_{\text{р.н.}}, \quad (1)$$

де $N_{\text{дв}}$ – потужність двигуна;

$N_{\text{пр}}$ – потужність, необхідна для подолання сил тертя в механічних передачах привода ротора;

$N_{\text{х.об.}}$ – потужність, необхідна для подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині;

$N_{\text{р.н.}}$ – потужність, необхідна для руйнування породи.

Загалом варто зазначити, що для визначення кожного члена рівняння (1) існує ряд емпіричних формул. Так, згідно з [12] потужність, необхідна на подолання сил тертя в механічних передачах привода ротора найпростіше визначити за формулою Б.М. Плюща:

$$N_{\text{пр}} = k \cdot n^{1.5}, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від частоти обертання ротора n і для частоти обертання $n = 50 \div 200$ об/хв змінюється в межах $k = 0,031 \div 0,017$ (якщо $N_{\text{пр}}$ виразити в кінських силах).

Для визначення потужності, необхідної для подолання сил тертя бурильної колони до стінок свердловини при її холостому обертанні, найкращі результати отримують за формулою В.С. Федорова:

$$N_{\text{х.об.}} = c \rho_{\text{б.р}} D^2 L n_p^{1.7}, \quad (3)$$

де c – коефіцієнт, який залежить від кута викривлення свердловини;

$\rho_{\text{б.р}}$ – густина бурового розчину;

D – зовнішній діаметр бурильних труб;

L – загальна довжина бурильних труб.

Потужність, необхідна для руйнування породи рівна:

$$N_{p.n.} = M_{\delta} \frac{\pi n}{30} = PM_{n,\delta} \frac{\pi n}{30}, \quad (4)$$

де M_{δ} – момент на долоті;

$M_{n,\delta}$ – питомий момент на долоті;

P – осьове навантаження на долото.

Як було вказано вище, основну частину потужності привода складає потужність, необхідна на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині, яка пропорційна довжині бурильних труб. Як наслідок, при застосуванні електродвигуна постійного струму із збільшенням глибини свердловини навантаження на двигун буде збільшуватися, що призведе до зменшення частоти обертання ротора. Деяка зміна частоти обертання ротора відбудеться також із зміною осьового навантаження на долото чи зміною механічних властивостей гірських порід. Однак ці обставини суттєво не впливають на частоту обертання ротора через малу величину потужності на долоті у порівнянні з загальною потужністю двигуна N_{δ} . Тоді з урахуванням (2), (3) і (4) рівняння потужнісного балансу (1) для вищезгаданої механічної системи прийме наступний розгорнутий вигляд:

$$N_{\delta} = kn^{1.5} + c\rho_{\delta,p} D^2 L n_p^{1.7} + PM_{n,\delta} \frac{\pi n}{30}. \quad (5)$$

Проведемо аналіз рівняння балансу потужності для процесу буріння. Авторами [12, 13] згідно проведених експериментальних та теоретичних досліджень встановлено залежність частоти зміни осьового навантаження на породу від частоти обертання долота. З достатньою точністю ними запропоновано формулу для теоретичного розрахунку цієї частоти поздовжніх коливань долота:

$$f = \frac{z_{cp} D_{\delta} n}{60 d_w} = \frac{n}{B}, \quad (6)$$

де z_{cp} – середнє число зубців на периферійному вінці шарошки;

D_{δ} – діаметр долота;

d_w – діаметр периферійного вінця шарошки ($D_{\delta}/d_w = 1,6$);

$B = \frac{60 d_w}{z_{cp} D_{\delta}}$ – константа для долота.

Користуючись виразом (6), частоту обертання долота подамо як функцію часу t :

$$n = fB = \frac{1}{t} \frac{60 d_w}{z_{cp} D_{\delta}} = \frac{B}{t}. \quad (7)$$

З урахуванням (7) рівняння (5) подамо так:

$$N_{\delta} = k \left(\frac{B}{t} \right)^{1.5} + c\rho_{\delta,p} D^2 L \left(\frac{B}{t} \right)^{1.7} + PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} \left(\frac{B}{t} \right). \quad (8)$$

З метою дослідження зміни енергії в процесі буріння застосуємо теорему про зміну кінетичної енергії в диференціальній формі, згідно з якою зміна кінетичної енергії в часі дорівнює сумі потужностей всіх зовнішніх та внутрішніх силових факторів:

нє сумі потужностей всіх зовнішніх та внутрішніх силових факторів:

$$\frac{dT}{dt} = \sum_{i=1}^n N_i^E + \sum_{i=1}^n N_i^J, \quad (9)$$

де T – кінетична енергія механічної системи;
 t – час, протягом якого відбувається зміна енергії;

$\sum_{i=1}^n N_i^E, \sum_{i=1}^n N_i^J$ – сумарна потужність всіх зовнішніх та внутрішніх силових факторів відповідно.

Враховуючи рівняння (8), в правій частині теореми (9) отримаємо диференціальне рівняння, що описуватиме зміну кінетичної енергії на проміжку часу, протягом якого затратимуться потужності, необхідні на подолання сил тертя в передачах привода, сил тертя бурильної колони до стінок свердловини та руйнування породи на вибої:

$$\frac{dT}{dt} = k \cdot \left(\frac{B}{t} \right)^{1.5} + c\rho_{\delta,p} D^2 L \left(\frac{B}{t} \right)^{1.7} + PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} \left(\frac{B}{t} \right),$$

або

$$dT = \left[k \left(\frac{B}{t} \right)^{1.5} + c\rho_{\delta,p} D^2 L \left(\frac{B}{t} \right)^{1.7} + PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} \left(\frac{B}{t} \right) \right] dt. \quad (10)$$

Якщо вважати осьове навантаження в межах буріння певного інтервалу постійною величиною, то розв'язок рівняння (10) можемо подати у вигляді інтегралу, доданки якого є нічим іншим, як виразами кінетичних енергій:

$$T = k B^{1.5} \int \left(\frac{1}{t} \right)^{1.5} dt + c\rho_{\delta,p} D^2 L B^{1.7} \int \left(\frac{1}{t} \right)^{1.7} dt + PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} B \int \frac{1}{t} dt,$$

в якому:

– кінетична енергія, що затрачається на подолання сил тертя в механічних передачах привода ротора:

$$T_{np} = k \cdot B^{1.5} \int \left(\frac{1}{t} \right)^{1.5} dt = -k \cdot B^{1.5} 2t^{-0.5}; \quad (11)$$

– кінетична енергія, що затрачається на подолання сил тертя бурильної колони до стінок свердловини при її холостому обертанні у свердловині:

$$T_{x.ob} = c\rho_{\delta,p} D^2 L B^{1.7} \int \left(\frac{1}{t} \right)^{1.7} dt = -c\rho_{\delta,p} D^2 L B^{1.7} 1,43t^{-0.7};$$

– кінетична енергія, що затрачається на руйнування породи:

$$T_{p.n} = PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} B \int \frac{1}{t} dt = PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} B \ln(t). \quad (13)$$

Аналізуючи вирази (11) і (12), відзначимо наступне. Обидва вирази теоретично описують залежність затрат кінетичної енергії на тертя від часу і мають регресійний характер, оскільки енергії витрачаються на подолання сил опору.

Як показали результати досліджень в реальних умовах буріння [14], процес взаємодії долота з вибоєм та параметри коливань долота мають загалом випадковий характер і описуються за допомогою випадкових функцій. Зміна коливних процесів на долоті та в бурильній колоні призводять до відповідних змін сил взаємодії бурильної колони із стінками свердловини та сил тертя, які постійно змінюються як в часі, так і по довжині колони. Їх розвиток у часі можна описати випадковими функціями [15]. Тому як самі сили тертя, так і кінетична енергія, яка витрачається на їх подолання, більш точно можуть бути описані із застосуванням випадкових функцій. В результаті такого застосування значення кінетичної енергії наближені до реальних будуть знаходитися в деякому околі відносно теоретичних значень. Це демонструє графічна інтерпретація (рис. 1), де зображено теоретична крива 1, побудовану за залежністю (12), та криву 2, близьку до реальної. Розрахунки проводилися при таких даних: $c = 18,8 \cdot 10^{-5}$; $\rho_{\sigma,p} = 1350$ кг/м³; $D = 0,141$ м; $B = 2,344$; $t = 0..10$ с.

Підтвердженням такої теоретичної залежності можуть бути результати досліджень процесу взаємодії бурильної колони із стінкою свердловини та сил тертя [16, 17]. Для досліджень було створено гібридні моделі рівноваги та коливального руху бурильної колони, розв'язок яких отримано чисельним методом та методом кінцевих елементів. В результаті досліджень отримано закон зміни сили взаємодії бурильної колони із стінками свердловини від її довжини та кінетичну енергію, що витрачається на подолання сил тертя (рис. 2). Як бачимо, результати обох досліджень, зображених на рис. 1 і 2, мають взаємне підтвердження.

Оцінюючи результати досліджень [16, 17] та власних теоретичних досліджень? можна стверджувати, що аналітична залежність (12) може бути використана для розрахунку кінетичної енергії бурильної колони, необхідної для подолання сил тертя при її холостому обертанні у свердловині.

Тепер проведемо аналіз рівняння потужнісного балансу для процесу "проштовхування" бурильної колони за наявності тертя до стінок свердловини при локальному викривленні її стовбура. З одного боку, під дією сил тертя зменшується осьове навантаження, необхідне для проштовхування бурильної колони стовбуром свердловини в осьовому напрямі, з іншого, зменшується ефективний крутний момент, необхідний для провертання бурильної колони. Вирішення такої проблеми можна досягнути передусім забезпеченням оптимального співвідношення між осьовою силою та крутним моментом.

Частота обертання бурильної колони під дією постійного ефективного крутного моменту:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{60}{t}, \quad (14)$$

де t – період (час) одного оберту бурильної колони.

З урахуванням (11) диференціальне рівняння (6) матиме вигляд:

$$\frac{dT}{dt} = k \left(\frac{60}{t} \right)^{1,5} + c \rho_{\sigma,p} D^2 L \left(\frac{60}{t} \right)^{1,7} + M_{on} \frac{\pi}{30} \left(\frac{60}{t} \right),$$

або

$$dT = \left[k \left(\frac{60}{t} \right)^{1,5} + c \rho_{\sigma,p} D^2 L \left(\frac{60}{t} \right)^{1,7} + M_{on} \frac{\pi}{30} \left(\frac{60}{t} \right) \right] dt, \quad (15)$$

де M_{on} – момент опору (тертя).

Тоді сумарна кінетична енергія системи:

$$T = k \cdot 60^{1,5} \int \left(\frac{1}{t} \right)^{1,5} dt + c \rho_{\sigma,p} D^2 L 60^{1,7} \int \left(\frac{1}{t} \right)^{1,7} dt + M_{on} \frac{\pi}{30} \int \frac{1}{t} dt.$$

Потужність, яка витрачається на подолання сил тертя від поздовжнього руху бурильної колони, подамо як добуток:

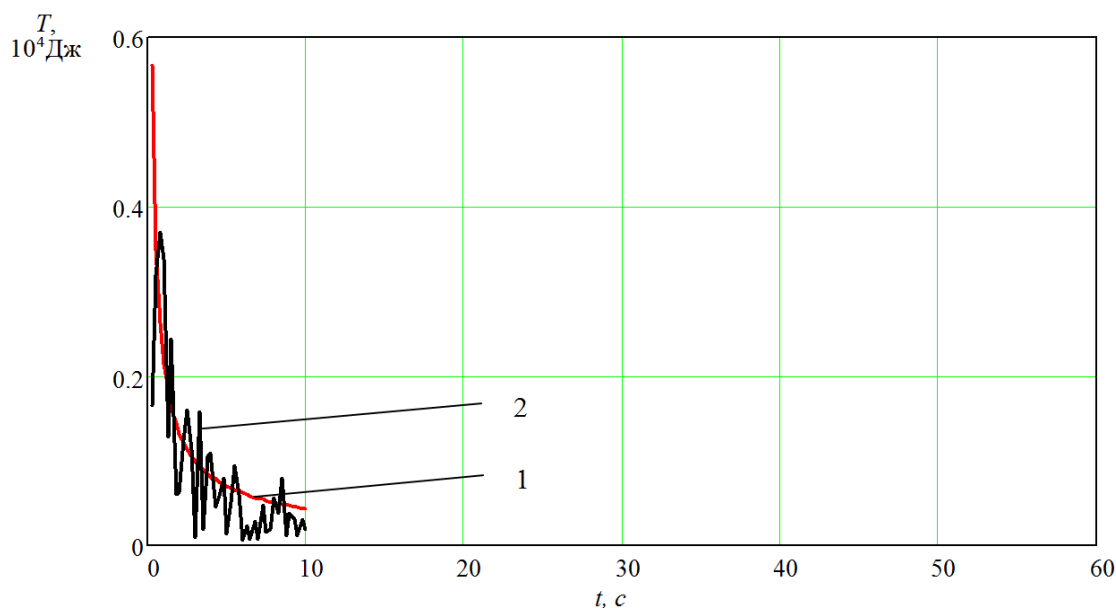
$$N_{mp.oc} = F_{mp} \frac{L}{l_{cp}} V_{oc}, \quad (16)$$

де l_{cp} – середня довжина півхвилі згину;

V_{oc} – швидкість відносного переміщення бурильної колони в осьовому напрямку.

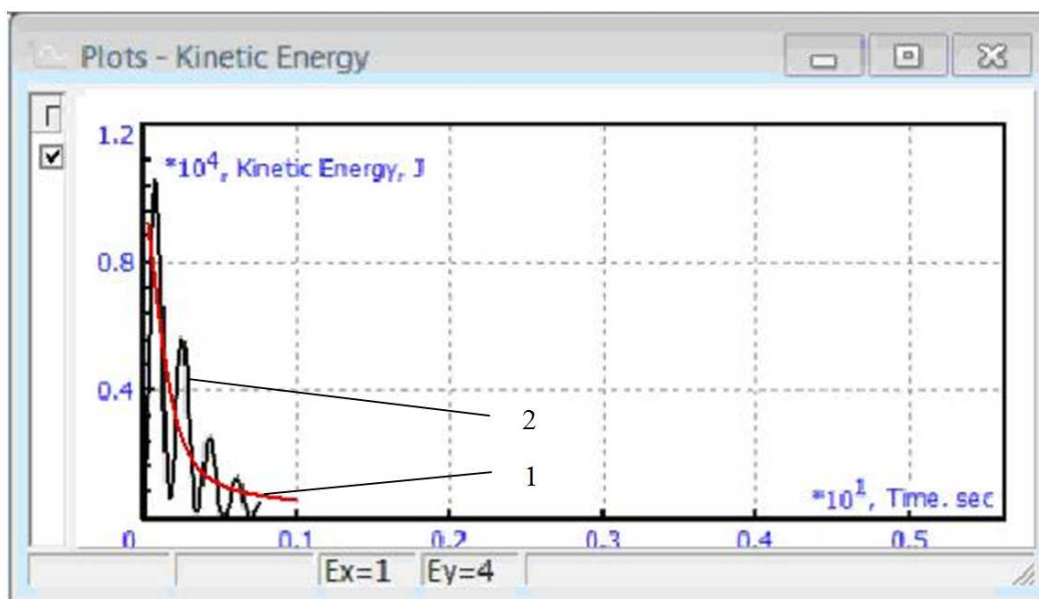
В багатьох випадках потужність, яка витрачається на подолання сил тертя від поздовжнього руху бурильної колони, відрізняється від потужності на подолання сил тертя від обертання. Тому для подальшого проходження бурильної колони з меншими втратами потужності на тертя у свердловині її слід "проштовхувати" та "провертати". Для наглядності, за результатами розрахунків, наведених у [12] та розрахунків потужності на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині за залежностями (3) і (16) побудовано номограму (рис. 3). При розрахунковій потужності двигуна 185 кВт потужність на подолання сил тертя від провертання бурильної колони довжиною 3000 м з частотою 150 об/хв. становить 68,2 кВт, в той же час потужність на подолання сил тертя від коливань в осьовому напрямі з швидкістю 0,5 м/с становить 12,5 кВт, а з швидкістю 1 м/с – 28,2 кВт. Користуючись побудованими номограмами можна підібрати "енергоощадний" режим відбору потужності.

Спираючись на отримані закономірності, запишемо рівняння суми кінетичних енергій, яка чисельно дорівнюватиме загальновиконаній роботі:



1 – теоретична крива, отримана за залежністю (12);
2 – крива, наближена до реальної за допомогою випадкової функції

Рисунок 1 – Графіки зміни кінетичної енергії, що затрачається на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині



1 – модельна крива; 2 – крива, наближена до модельної за допомогою періодичної функції

Рисунок 2 – Графіки зміни кінетичної енергії, що затрачається на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині, отримані шляхом комп'ютерного моделювання за даними джерела [6]

- для процесу буріння свердловини:

$$T = -k \cdot B^{1.5} 2t^{-0.5} - c_{p_{\sigma,p}} D^2 L B^{1.7} 1,43t^{-0.7} + PM_{n,o} \frac{\pi}{30} B \ln(t), \quad (17)$$

- для процесу проводки деформованої бурильної колони за наявності тертя до стінок свердловини:

$$T = -929,52kt^{-0.5} - 1507,3c_{p_{\sigma,p}} D^2 L t^{-0.7} + 6,28M_{on} \ln(t). \quad (18)$$

Знак “мінус” при перших двох складових рівняння (16) і (17) вказує на те, що кінетична енергія затрачається для виконання роботи, яка спрямована на подолання сил опору.

Рівняння (18), що є функцією часу, може бути використане для подальших досліджень “енергообміну” між процесами тертя та руйнування породи, які відбуваються протягом всього процесу буріння свердловини.

Великий вплив на явище “енергообміну” мають хвильові процеси, що протікають у бурильній колоні. Вони незворотно розсіюють

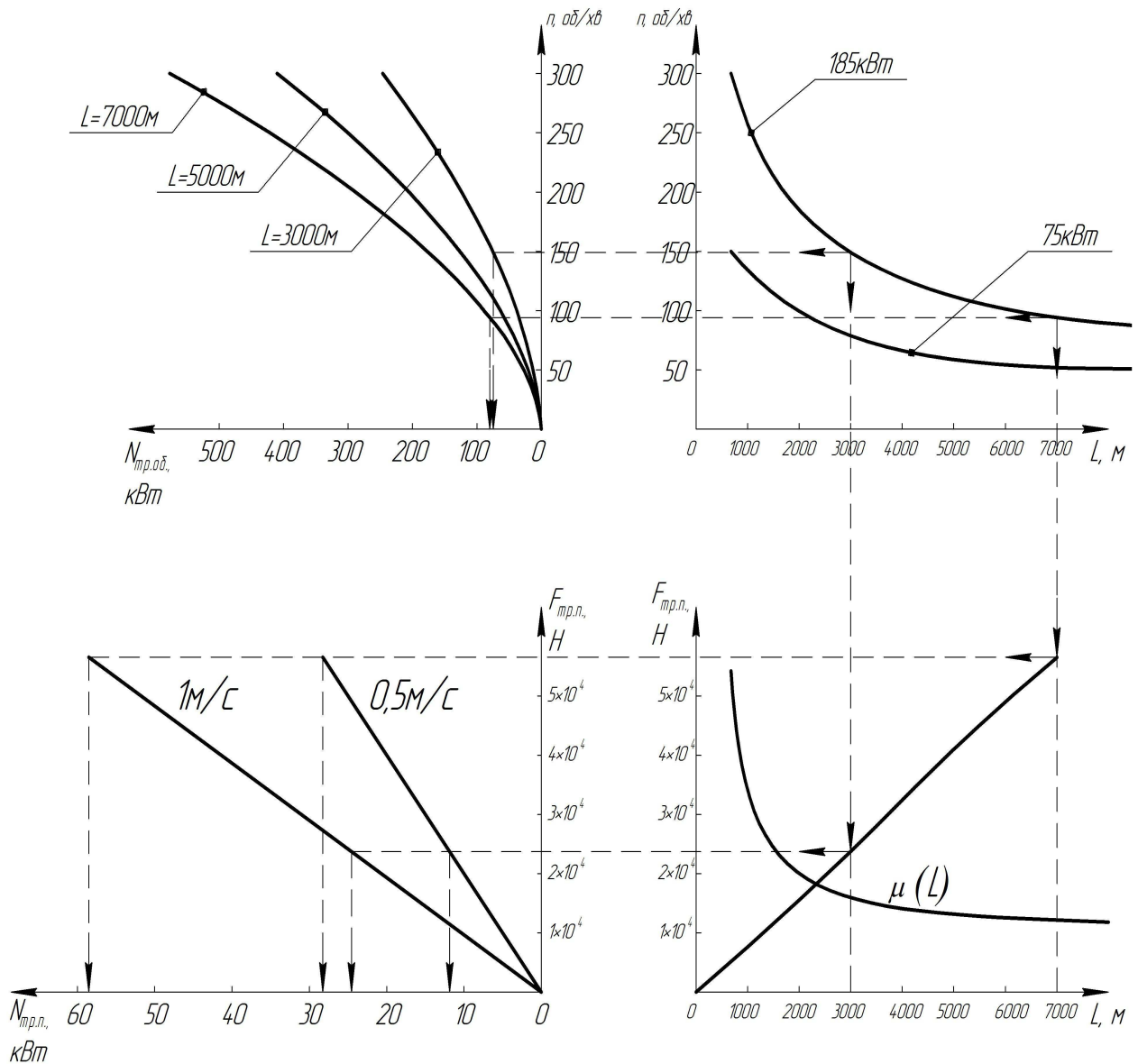


Рисунок 3 – Номограма для визначення потужності на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині

частину механічної енергії, знижуючи ефективність буріння. Отже, одночасно з пошуком способів ефективного підведення до долота хоча б частини енергії, що розсіюється в бурильній колоні, виникають завдання, пов'язані із згасанням коливань. При збільшенні коефіцієнта, який характеризує ступінь дисипативного впливу вмісту свердловини на обертання колони, область безвібраційної роботи бурильної колони збільшується за рахунок розширення значень моменту опору на долоті, що пов'язано зі збільшенням демпфувальних властивостей оточуючого середовища.

Використання математичних залежностей (17), (18) дозволить здійснювати аргументований проектний вибір певного типорозміру бурильних труб бурильної колони, робота якої у свердловині вимагатиме найменших затрат механічної енергії. Досвід роботи закордонних фірм показує, що при комплектуванні наборів бурильного інструменту потрібно враховувати

фізико-механічні й деформаційні властивості порід у прохідних інтервалах з урахуванням впливу на вибій свердловини бурового розчину. При цьому показники відпрацювання доліт підвищуються на 20-25 % як за проходкою, так і за механічною швидкістю буріння.

Сказане свідчить про необхідність подальших комплексних досліджень, що охоплюють широке коло питань, пов'язаних з вивченням закономірностей вибійних процесів при бурінні глибоких свердловин, спрямованих на ефективне руйнування гірських порід.

Висновки

В ході проведених теоретичних досліджень розглянуто та проаналізовано затрати потужності механічної системи "силовий привод – бурильна колона – вибій". Сформульовано задачу щодо визначення кінетичної енергії бурильної колони, яка затрачається на подолання сил тер-

тя в передачах привода та бурильної колони до стінок свердловини в середовищі бурового розчину, а також руйнування вибою при роторному бурінні. Реалізація встановлених математичних залежностей демонструється номограмою для визначення потужності на подолання сил тертя при холостому обертанні бурильної колони у свердловині. Отримані результати теоретичних досліджень можуть бути використані технологічними відомствами бурових підприємств для проектної оцінки енергозатрат при роторному бурінні.

Література

1 Александров М. Силы сопротивления при движении труб в скважине [Текст] / М. М. Александров. – М.: Недра, 1978. – 207 с.

2 Дейли И. Измерение сил, действующих на колонну бурильных труб и ее элементов движения в процессе бурения [Текст] / Дейли, Дейринг, Пафф, Ортлофф, Линн // Тр. АОИМ. Конструирование и технология машиностроения. – 1968. – №2. – С. 24-34.

3 Янтурин А. Исследование деформации бурильной колонны в процессе бурения [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук / А. Ш. Янтурин. — Тюмень, 1975. – 26 с.

4 Подалов Ю. Исследование распределения крутящего момента по длине сжатой части бурильной колонны при роторном бурении [Текст] / Ю. А. Подалов. // Труды ВНИИТ-нефть. – Куйбышев, 1978. – Вып. 10. – С. 57-62.

5 Куликов В.В. Оценка расхода энергии, затрачиваемой в единицу времени на вращение колонны бурильных труб, по величине коэффициента полезного действия [Текст] / В.В. Куликов // Научные работы ДонНТУ. Серия «Гірнично-геологічна». – 2013. – № 2(19). – С. 84–90.

6 Куликов В.В. Затраты мощности на разрушение забоя геологоразведочной скважины [Текст] / В.В. Куликов // Научные работы ДонНТУ. Серия «Гірнично-геологічна». – 2013. – № 2(19). – С. 77–83.

7 Чудик І.І. Дослідження процесів обертання бурильної колони у викривленій свердловині в середовищі бурового розчину / І.І. Чудик, Т.Г. Лавинюкова, Я.С. Гридчук, В.М. Гнатківський // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология изготовления и применения. – Киев, 2011. – Вып.14. – С. 102-108.

8 Глушич В. Г. Разработка технологии предупреждения пространственного изгиба бурильной колонны при бурении горизонтальных скважин (на примере месторождений газа Черного и Азовского морей): автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 25.00.15 “Технология бурения и освоение скважин”. – Москва, 2002. – 23 с.

9 Тимошенко С. П. Статические и динамические проблемы теории упругости. – К.: Наукова думка, 1975. – 563 с.

10 Калинин И. С. О затратах мощности на холостое вращение колонны бурильных труб // Разведка и охрана недр. – 1970. – № 10 – С. 21–24.

11 Зиновьев В.А. Основы динамики машинных агрегатов [Текст] / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239с.

12 Симонянц Л.Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения / Л.Е. Симонянц. – М.: Недра, 1966. – 227 с.

13 Симонов В.В. Работа шарошечных долот и их совершенствование / В.В. Симонов, В.Г. Выскребцов. – М.: Недра, 1975. – 240 с.

14 Огородников П.І. Вібрації та хвильові процеси в бурильній колоні, як додатковий ресурс збільшення корисної потужності на долоті / П.І. Огородников, В.М. Світлицький, Б.М. Млярчук // Нафтова і газова промисловість. – 2010. – № 5. – С.19-23.

15 Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем / В.В. Болотин. – М.: Наука, 1979. – 335 с.

16 Mikheev G. V., 2004, “Computer-aided modeling of dynamics of systems of rigid and flexible bodies subject to small deformations”, Ph.D. Thesis, Bryansk State Technical University.

17 Pogorelov D. A Multibody system approach to drill string dynamics modeling // Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference On Engineering Systems Design And Analysis, ESDA2012, July 2-4, 2012, Nantes, France.

Стаття надійшла до редакційної колегії 21.11.18

*Рекомендована до друку професором **Петриною Д.Ю.** (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук **Ставичним Є.М.** (НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*