

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ПІД ЧАС ЦИКЛУ СПУСКУ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

Ф. В. Козак, Л. І. Криштопа, С. А. Лужний

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +38 (034) 72-71-30; 72-71-31; e-mail: trans@nung.edu.ua,
L.I.Kryshtopa@gmail.com, sluzhnyj@gmail.com*

Статтю присвячено підвищенню довговічності фрикційних вузлів бурової лебідки за рахунок удосконалення спуско-підіймального агрегату, що вагомо впливає на техніко-економічні показники буріння. Перспективним напрямком удосконалення спуско-підіймальних операцій є автоматизація процесів гальмування на основі широкого впровадження електричних, електронних систем та комп'ютерних технологій для забезпечення оптимальності цього процесу в залежності від дії різних чинників.

Зроблено математичний опис початкової кутової швидкості гальмівного шківів на початку першої стадії гальмування та закономірності зміни його кутової швидкості за весь період гальмування, визначено кількість свічок, яку можливо спустити у свердловину за умови досягнення внутрішніми парами гальма допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки.

Ключові слова: *фрикційні вузли, бурова лебідка, динамічна навантаженість, тепла навантаженість, стрічково-колодкове гальмо.*

Основою стабілізації та нарощування об'ємів видобування природного газу та нафти в Україні є збільшення обсягів буріння газових і нафтових свердловин з метою нарощування видобутку та надійного постачання паливно-енергетичних ресурсів нафтогазової енергетики України.

Буріння більшості свердловин ведеться в складних гірничо-геологічних умовах на глибинах до 4000 метрів при пластових тисках до 100 МПа і високих температурах на вибої до 180°C. Інтенсифікація спуско-підіймальних операцій з метою збільшення швидкості та глибини буріння призводить до підвищення динамічної і теплової навантаженості пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Проте сучасне оснащення бурових підприємств України установками для буріння є недостатнім з точки зору відповідності цієї техніки світовому рівню розвитку і не забезпечує можливість вибору оптимального обладнання для тих чи інших умов буріння. Підприємства змушені використовувати наявні у них установки, які не завжди відповідають

технологічним та техніко-економічним вимогам при бурінні свердловин. У зв'язку з цим невідкладним є питання удосконалення процесу гальмування під час циклу спуску колони бурильних труб. Його актуальність не в останню чергу продиктована як економічним фактором, так і підвищенням енергонезалежності країни. Ефективність вирішення цієї задачі залежить від аналізу параметрів і конструктивних рішень, досягнутих при розробці і виготовленні установок для буріння свердловин ведучими фірмами світу, а також від способу буріння та зменшенню часу гальмування.

Різноманітність підчас несумісних вимог та складність вивчення впливу різних чинників на прямі та зворотні пари тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок спричиняють певні труднощі при конструюванні, проектуванні та розробці їхніх фрикційних вузлів. У зв'язку з цим існуючі конструкції та матеріали, що застосовуються для фрикційних накладок не завжди задовольняють вимогам зростаючої питомої енергоємності сучасної бурової лебідки.

Основними чинниками, що найбільше впливають на величину коефіцієнта тертя та зносостійкість фрикційних накладок, від значень яких, у першу чергу, залежить працездатність стрічково-колодкового гальма, є питомі навантаження та їхній розподіл по зовнішніх та внутрішніх поверхнях гальмівних накладок і температура поверхонь тертя, а також інтенсивність її розподілу по товщині елементів, що складають пари тертя.

Як вже було відмічено вище, високі поверхневі температури значно змінюють фізико-механічні властивості матеріалу накладок, особливо у поверхневих шарах, та сприяють утворенню проміжних шарів із властивостями та структурою, які суттєво відрізняються від початкових, що різко погіршує взаємодію елементів пари тертя. Крім того, із підвищенням температури опір стиранню робочих поверхонь накладок знижується, внаслідок чого найсильніше зношується поверхня накладки, що працює у парі з найбільш нагрітим металевим елементом фрикційного вузла.

Обмеження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок розглядаються з точки зору лімітування: зусилля, прикладеного до важеля керування; допустимої поверхневої температури для матеріалу фрикційної накладки та питомої гальмівної потужності, що розвивається фрикційними вузлами гальма.

Приріст повної роботи тертя при гальмуванні багатопарними фрикційними вузлами гальма при спуску і-ої свічки у свердловину дорівнює сумі робіт поступально-обертового руху частин спуско-підіймального комплексу:

$$\Delta A_m = \frac{G + G_c}{g} \cdot \frac{v_z^2}{2} + \sum I_{\sigma.l.} \frac{\omega^2}{2}, \quad (1)$$

де G – загальна вага, що діє на гак кронблока; v_2 – лінійна швидкість руху гака; R_n – радіус навивки каната на барабан; ω – кутова швидкість обертання барабана; κ – кратність поліспасти талевої системи; G_c – сумарна вага гаку, талевого блоку, штропів, елеватора та канату; $\sum I_{б.л.}$ – сумарний момент інерції бурової лебідки, що включає в себе моменти інерції: власне барабана з навитим канатом, гальмівних шківів із спеціальними ребордами та з рухомими фрикційними накладками на його робочих поверхнях (даний сумарний момент інерції бурової лебідки зведено до її гальмівного валу).

Вважаючи, що під час гальмування зростання повної роботи тертя викличе приріст теплової енергії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма і тому можна записати рівняння балансу:

$$\Delta A_m \rightarrow \Delta Q. \quad (2)$$

У свою чергу, кількість виділеної теплоти буде розподілятися наступним чином, оскільки найбільш енергоємним вузлом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є гальмівний шків із його елементами:

$$\Delta Q = m_u c_3 \Delta t (1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{m.n.}); \quad (3)$$

де m_u , m_c – маса: шківів з рухомими фрикційними накладками; гальмівної стрічки; c_3 , c'_3 – зведена теплоємність матеріалів пар тертя: „шків-накладка”, „стрічка-накладка”; Δt , $\Delta t'$ – приріст поверхневої температури за час спуску і-ої свічки у свердловину внутрішньої та зовнішньої пари тертя; $\alpha_{m.n.}$, $\alpha'_{m.n.}$ – коефіцієнт розподілу теплового потоку у внутрішні та зовнішні пари тертя.

Використовуючи вирази (1) та (3) з урахуванням (2), визначимо закономірність зміни кутової швидкості барабана у залежності від числа свічок, що спускаються у свердловину, обмежуючи температуру на поверхні тертя гальмівного шківів допустимою температурою для внутрішньої поверхні матеріалу фрикційної накладки, тобто $t \leq [t]$

$$\omega = \sqrt{\frac{2[m_u c_3 [t](1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 t'(1 - \alpha'_{m.n.})]}{\left[\frac{G + G_c}{g} \left(\frac{R_n}{\kappa} \right)^2 + \sum I_{б.л.} \right]}}, \quad (4)$$

з урахуванням того, що $\frac{(G + G_c) \cdot R_n}{\eta_{m.c} \kappa} = M'N + M_0$; вираз (4) матиме наступний вид:

$$\omega = \sqrt{\frac{2[m_u c_3 [t](1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 t'(1 - \alpha'_{m.n.})]}{\left[\frac{(M'N + M_0) \eta_{m.c.} R_n}{g \kappa} + \sum I_{б.л.} \right]}}, \quad (5)$$

де $\eta_{m.c.} = \frac{\eta(1-\eta^k)}{\kappa(1-\eta)}$ – ККД талевої системи; η – ККД одного шківця; M_0 –

момент опору сил від талевої системи, турбобура, ОБТ (обважених бурових труб); M' – момент від ваги однієї свічки (у рідині), що знаходиться у свердловині; N – число свічок, опущених у свердловину.

Вираз (2) можна ще представити у спрощеному вигляді:

$$\frac{M_z}{2} \omega_0 \tau = m_u c_3 \Delta t (1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{m.n.}), \quad (6)$$

де M_z – гальмівний момент, що розвивається фрикційними вузлами гальма; ω_0 – початкова кутова швидкість гальмівного шківця; τ – час гальмування.

Із залежності (6) визначаємо початкову кутову швидкість гальмівного шківця:

$$\omega_0 = \frac{m_u c_3 \Delta t (1 - \alpha_{m.n.}) + m_c c'_3 \Delta t' (1 - \alpha'_{m.n.})}{0,5 M_z \tau}. \quad (7)$$

Таким чином, знаючи початкову кутову швидкість гальмівного шківця на початку першої стадії гальмування та закономірності зміни його кутової швидкості за весь період гальмування можна визначити кількість свічок, яку можливо спустити у свердловину за умови досягнення внутрішніми парами гальма допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки.

У зв'язку з тим, що теплоємність та температуропровідність матеріалу обода шківця в залежності від температури змінюється незначно (див. рис. М.1 а, б, в у додатку М дисертації), з достатньою для інженерних розрахунків точністю на прикладі бурової лебідки ЛБУ-1100 вираз (4) можна записати в емпіричному вигляді:

$$\omega = 18,52 \sqrt{\frac{[t]}{57,95 + N}}, \quad (8)$$

де $[t]$ – допустима температура для матеріалу внутрішньої поверхні фрикційної накладки; N – кількість свічок, яка спускається у свердловину.

Удосконалення спуско-підйимального агрегату вагомо впливає на техніко-економічні показники буріння, тому перспективним напрямком удосконалення спуско-підйимальних операцій є автоматизація процесів гальмування на основі широкого впровадження електричних, електронних систем та комп'ютерних технологій, бурхливий розвиток яких спостерігається останнім часом. Це пов'язано з тим, що людина, при ручному керуванні процесом гальмування, не здатна забезпечити оптимальність цього процесу в залежності від дії різних чинників.

Для забезпечення мінімізації витрат часу на проведення спуско-підйимальних робіт гальмівна система повинна забезпечувати спуск бу-

рильної колони з максимально можливою, в залежності від навантаження на гаку, квазісталою швидкістю та мінімальний час гальмування при зупинці колони. Автоматизована система, у порівнянні з ручним керуванням, здатна точніше підтримувати максимально можливу швидкість спуску бурильної колони та пізніше починати гальмування колони для її зупинки, за рахунок чого і буде досягатися економія часу.

На сьогодні напрямку автоматизації процесу гальмування під час циклу спуску колони бурильних труб приділялась недостатня увага. Така ситуація пов'язана, переважно, з наступними чинниками. По-перше, відносна тривалість спуско-підймальних операцій є порівняно невеликою і складає, в середньому, 5-10% в балансі календарного часу, витраченого на провідку свердловини при бурінні бокових стовбурів відновлених свердловин. Але тут необхідно врахувати те, що на сьогодні конструкції гальмівних механізмів досягли достатньо високого рівня досконалості, відповідно різке покращення їхніх технічних характеристик за рахунок удосконалення існуючих конструкцій неможливе і тому необхідно використовувати всі можливі резерви підвищення їхньої ефективності. По-друге, до недавнього часу електронні компоненти мали відносно високу вартість та недостатню надійність. Але, в даний час, ситуація в цьому плані різко покращилась. По-третє, широкому використанню електронних систем заважає відсутність у гальмівних системах бурових установок відповідних виконуючих механізмів, оскільки безпосередньо керувати механічним, гідравлічним чи пневматичним приводом гальм бурових установок електронні системи не можуть.

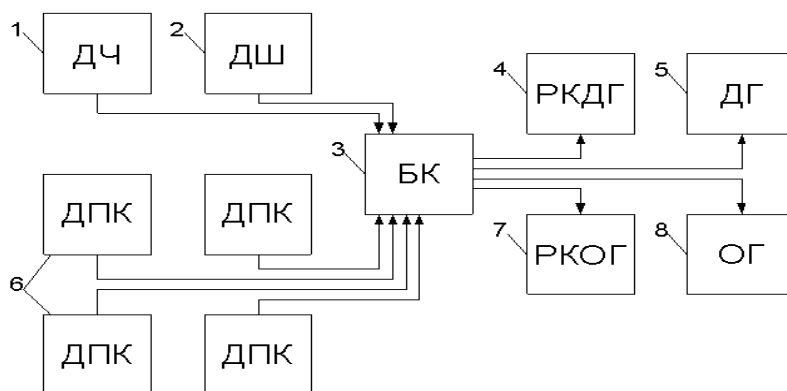
З метою використання сучасних електронних технологій для керування спуско-підймальними операціями необхідно замість традиційних гальм з механічним або пневматичним приводом використовувати гальма з електричним приводом, перевага яких полягає в тому, що електронні системи можуть безпосередньо керувати роботою гальмівних пристроїв з електричним приводом. На сьогоднішній день в існуючих бурових установках електричні гальмівні пристрої використовуються тільки в якості допоміжних і тому для автоматизації процесів гальмування актуальною є задача створення основних гальм бурових лебідок з електроприводом.

З метою комплексного вирішення автоматизації процесу гальмування під час циклу спуску колони бурильних труб електронна керуюча система також повинна керувати допоміжними гальмами. Найдоцільніше використовувати електричні допоміжні гальма, які відрізняються зручністю керування, стабільністю режиму роботи, можливістю плавного регулювання гальмівного моменту. Гальмівний момент електричного допоміжного гальма можливо регулювати блоком керування зміною величини струму обмотки збудження через додаткове реле.

Цикл спуску колони бурильних труб складається з трьох послідовних етапів: розгону, сталого руху і гальмування. Під час спуску колони

бурильних труб на тривалість гальмування впливає багато різних чинників: зміна ваги бурильного інструмента при спуску його в свердловину на довжину однієї свічі або обсадної колони на довжину однієї труби, зміна коефіцієнту тертя між поверхнями гальмівної стрічки та накладками, зміна коефіцієнтів тертя в елементах піднімального механізму, зміна опору середовища свердловини, зміна інерційних сил, що виникають у процесі спуску бурильного інструмента (обсадної колони) в свердловину та інші.

Врахування дії всіх цих чинників на тривалість етапу гальмування з метою визначення початку прикладання максимального гальмівного моменту в автоматичному режимі є досить складною технічною задачею. Для розв'язання вказаної задачі з метою врахування дії всіх вищенаведених чинників пропонується наступний спосіб автоматизації процесу гальмування під час третього етапу циклу спуску колони труб: використовувати як комплексний показник дії вказаних чинників гальмівний шлях колони бурильних труб. Під час другого етапу циклу (сталого руху) швидкість переміщення колони визначається блоком керування з допомогою сигналів від датчиків частоти обертання гальмівного шківів та швидкості руху колони бурильних труб.



- 1 – давач частоти обертання гальмівного шківів; 2 – давач швидкості руху колони бурильних труб; 3 – блок керування; 4 – реле керування допоміжним електричним гальмом; 5 – допоміжне електричне гальмо;
6 – давачі переміщення колони; 7 – реле керування електроприводом основного гальма; 8 – електропривод основного гальма

Рис. 1. Принципова схема системи гальмування бурової лебідки з електронною системою керування:

На рис. 1 наведена загальна принципова схема запропонованої системи автоматизації процесу гальмування під час циклу спуску колони бурильних труб. Схема складається з давачів частоти обертання гальмівного шківів 1 (ДЧ), швидкості руху колони бурильних труб 2 (ДШ), переміщення колони 6 (ДПК), блока керування 3 (БК) з відповідним про-

грамним забезпеченням, допоміжного електричного гальма 5 з аналогово-цифровим перетворювачем та реле керування допоміжним електричним гальмом 4 (РКДГ), електроприводу основного гальма 8 з аналогово-цифровим перетворювачем та реле керування електроприводом основного гальма 7 (РКОГ). Для підвищення надійності автоматизованої системи гальмування всі датчики повинні бути продубльованими.

Дослідження розробленої системи автоматизації процесу гальмування під час циклу спуску колони бурильних труб показали, що вона дозволяє зменшити час на спуск однієї труби (або свічі) колони до 10%.

Література

1. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский // Машиностроение. – М., 1986. – 480 с.
2. Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычик, В.С. Камбалов // Машиностроение. – М., 1977. – 530 с.
3. Чичинадзе А.В. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвеевский, Э.Д. Браун // Наука. – М., 1986. – 248 с.
4. Криштопа Л.І. Автоматизація процесу гальмування під час циклу спуску бурильних труб / Л.І. Криштопа, Я.І. Савчук // Нафтогазова енергетика. – Івано-Франківськ, 2007. – № 4(5). – С. 51-54.
5. Нові методи оптимізації процесів тертя в гальмівних механізмах бурових установок / С.І. Криштопа, Л.І. Криштопа, І.Б. Прунько, І.М. Богатчук // Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2012. – № 1. – С. 256-262.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 8.11.2017 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Мойсишиним В.М.**,
д.т.н., професором **Артимом В.І.***

IMPROVEMENT OF BRAKING PROCESS AT CYCLES OF DRILLING PIPES COLUMN DESCENT

F. V. Kozak, L. I. Kryshypa, S. A. Luzhny

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;
15, Carpathians street, Ivano-Frankivsk 76019;
тел. +38 (034) 72-71-30; 72-71-31; e-mail: trans@nung.edu.ua,
L.I.Kryshypa@gmail.com, sluzhnyj@gmail.com*

This article is devoted to increasing of durability of friction units of a drill hoist due to the improvement of the downhill-lifting unit which greatly affects of technical and economic parameters of drilling. Promising direction

of improvement of descent-lifting operations is the automation of braking processes on the basis of the wide introduction of electrical, electronic systems and computer technologies to ensure the optimality of this process, depending on the effect of various factors.

Mathematical description of the initial angular velocity of the brake pulley at the beginning of the first stage of braking and the regularity of its angular velocity variation during the whole braking period is made and the number of candles which can be lowered into the well, provided that the internal brake pairs of the permissible temperature for the material of the friction lining are achieved is determined.

Key words: *friction units, drilling hoist, dynamic loading, heat loading, band-block brake.*