

1 – $\Delta\varphi_I = 1^\circ$, 2 – $\Delta\varphi_I = 2^\circ$, 3 – $\Delta\varphi_I = 3^\circ$

Рисунок 7 – Графіки зміни сили деформації F_d

Таким чином, в процесі роботи ВГ мають місце втрати енергії, викликані недосконалістю кінематичних схем механізмів, спрацюванням їхніх кінематичних пар та складними режимами експлуатації. Врахування цих факторів на етапі проектування, складання і експлуатації важливих механізмів ВК дасть змогу збільшити їх ККД.

УДК 622.242

РОЗРАХУНКОВИЙ МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА СИЛОВИМИ ПРИВОДАМИ БУРОВИХ УСТАНОВОК ПІД ЧАС ПІДНЯТТЯ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

С.І. Криштона

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42351
e-mail: retes@mail.ru

Стаття посвячена определению расхода топлива силовыми приводами буровых установок во время подъема колонны буровых труб при спуско-подъемных операциях. Обоснована актуальность исследований в направлении технико-экономических расчетов при компоновке силовых установок и силовых передач. Проведено теоретическое исследование расхода топлива во время разгона колонны буровых труб, периода постоянной скорости движения колонны и во время проведения вспомогательных машинно-ручных операций. Проанализированы расход мощности силовыми установками на разных этапах подъема колонны буровых труб и изменение частоты вращения выходного вала двигателя.

Автономний силовий привод бурових установок на сьогоднішній день може бути дизельним, дизель-електричним, газотурбінним і його різновид обирається, виходячи: з способу геологічних умов проходки свердловин; витрат енергії, мастильних матеріалів, їхньої вартості; вартості обслуговування, транспортування, монтажу та демонтажу елементів силового привода; кваліфікації обслуговуючого персоналу та інших чинників. В процесі проходки свердловини необхідна потужність, частота обертання

і крутні моменти змінюються для виконавчих механізмів в широких межах. Потужність, тип і кількість двигунів, спосіб передачі енергії, схема компонування двигунів і трансмісії обирається з врахуванням характеру та границь зміни робочих навантажень.

Відомо, що використання дизель-механічного привода головних механізмів бурових установок має ряд суттєвих недоліків [1]. Намагання покращити характеристики дизельного привода, спростити кінематику трансмісії, під-

Література

- 1 Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
- 2 Теория механизмов и машин./ К.В. Фролов, А.К. Мусатов и др. / Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
- 3 Кинематика, динамика и точность механизмов: Справочник/ Под ред. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.

вищити продуктивність бурових установок, збільшити ресурс дизельних двигунів призвело до створення гідравлічних та електромашинних трансмісій, що передають крутний момент від дизельного двигуна до виконуючих механізмів. Використання гідравлічних передач (турбо-трансформаторів) зменшує перевантаження привода по крутному моменту, виключає ряд небажаних явищ при паралельній роботі дизельних двигунів на спільну трансмісію, в ряді випадків збільшує швидкість підняття інструменту. Електромашинні передачі постійного струму дають майже ті самі результати, а також дозволяють спростити кінематичну схему установки [2]. Застосування електромашинних передач змінного струму, крім того, дає можливість ліквідувати допоміжні дизель-електростанції та забезпечує умови для уніфікації бурових установок, які призначені для роботи в електрифікованих районах [2]. Для збільшення надійності і підвищення коефіцієнта використання потужності в бурових установках часто використовують груповий силовий привод.

Але іноді стається так, що гідравлічні та електричні передачі ускладнюють обслуговування привода: збільшують його масу і зменшують надійність. Основне – у всіх випадках використання електромашинних та, особливо, гідравлічних передач, групового приводу призводить до додаткових витрат потужності в трансмісії. Тому доцільність використання того чи іншого типу та компоновання силових установок та силових передач повинна бути перевірена відповідним техніко-економічним розрахунком. На сьогоднішній день економічну ефективність використання силових приводів в складі бурових установок визначають на підставі даних щодо експлуатації або досвіду промислових випробувань близьких за своїми характеристиками силових приводів [3].

Ускладнення, які при цьому виникають, пов'язані з тим, що:

по-перше, з розвитком техніки на сучасному етапі споживачу пропонується ряд продукцій, що постійно оновлюється, причому інтервал між змінами моделей має тенденцію до скорочення [4];

по-друге, продукція, що пропонується споживачу, може мати до декількох десятків модифікацій та варіантів виконання [4];

по-третє, в умовах сучасного виробництва продукція одержує все більше споживчих якостей, при цьому істотно ускладнюється і починає суттєво відрізнятися від попередніх моделей обладнання [4].

Все вищенаведене об'єктивно не дає можливості при конструюванні та експлуатації бурових установок достатньо точно розраховувати економічну ефективність використання силових приводів з двигунами різних типів та різними варіантами компоновання трансмісії.

Тому, в запропонованій статті пропонується більш досконалий, в порівнянні з традиційними існуючими, метод визначення витрат палива та енергії під час підняття колони бурових труб при проведенні спуско-підіймальних

операцій, який може бути реалізований завдяки можливостям сучасної обчислювальної техніки.

Витрати енергії під час кожного циклу підняття бурової колони на довжину однієї свічки Q_n складається з двох складових: витрат енергії під час періоду розгону Q_p , на протязі якого колони збільшує швидкість руху при підніманні; витрат енергії під час періоду сталої швидкості руху Q_c при підніманні колони і, відповідно, знаходиться з виразу [5]

$$Q_n = Q_p + Q_c.$$

Під час уповільнення бурової колони (останнього періоду підйому колони) силовий привід відключається від лебідки, а тому витрат енергії на СПО не відбувається.

Для визначення витрат палива або енергії необхідно знати потужність, яка витрачається на привід виконавчих механізмів та час роботи двигунів. Витрати потужності під час сталої руху колони при її підніманні на довжину j -ої свічки $N_{c,j}$ визначаються з виразу

$$N_{c,j} = \frac{V_{k,max,j}(G_{m.c.} + P_{k,j})}{\eta_{mp}\eta_{m.c.}},$$

де: $V_{k,max,j}$ – максимальна швидкість колони труб з j свічок при її підніманні під час періоду сталої швидкості руху, $G_{m.c.}$ – вага частини талевої системи, що здійснює зворотно-поступальний рух, η_{mp} – ККД трансмісії привода, $\eta_{m.c.}$ – ККД талевої системи, $P_{k,j}$ – навантаження на гаку при підніманні бурової колони з j свічок.

Навантаження на гаку при підніманні бурової колони з j свічок $P_{k,j}$ визначається за формулою [3]

$$P_{k,j} = \left(1 - \frac{\rho_{b.p.}}{\rho_m}\right) \times \left(\sum_{j=1}^j q_{b.m.}L_{k,j} + \sum q_{o.b.m.}L_{o.b.m.} + G_{in}\right) + P_{тер},$$

де: $\rho_{b.p.}$, ρ_m – відносні густини бурового розчину і матеріалу труб; $q_{б.т.}$, $q_{о.б.т.}$ – вага 1 м бурових труб та обважених бурових труб колони; $L_{k,j}$, $L_{o.b.m.}$ – довжина бурової колони з j свічок та обважених бурових труб колони; G_{in} – вага інших елементів бурової колони (долота та ін.), $P_{тер}$ – сила тертя бурової колони о стінку свердловини.

Максимальна швидкість піднімання бурової колони $V_{k,max,j}$ з j свічок знаходиться з залежності

$$V_{k,max,j} = \frac{\eta_{mp}\eta_{m.c.}N_{\delta\epsilon}}{P_{k,j} + G_{m.c.}},$$

де $N_{\delta\epsilon}$ – сумарна ефективна потужність двигунів привода лебідки.

Під час розгону бурильної колони витрати потужності будуть визначатися миттєвим крутним моментом $M_{кр.i}$ та миттєвою частотою обертання вихідного вала двигуна n_i

$$N_{p,i} = M_{кр,i} n_i \frac{\pi}{30}$$

Частота обертання вихідного вала двигуна n_i на знаходиться з виразу

$$n_i = \frac{30V_i u_{д.-в.} u_m}{\pi R_{н.к.}}$$

де: V_i – миттєва швидкість колони труб з j свічок під час періоду сталої швидкості руху при підніманні, u_T – кратність талевої системи, $u_{д.-в.}$ – передавальне відношення від двигуна до піднімального вала.

Максимальна частота обертання вихідного вала двигуна $n_{max.j}$ ($хв^{-1}$) визначається максимальною швидкістю колони труб з j свічок $V_{к.max.j}$ при підніманні колони під час періоду сталої швидкості руху

$$n_{max.j} = \frac{30V_{max.j} u_{д.-в.} u_m}{\pi R_{н.к.}} \quad (1)$$

Мінімальна частота обертання вихідного вала двигуна $n_{min.j}$ ($хв^{-1}$) визначається із залежності

$$M_{кр.min.j} = \frac{30N_{е.ном}}{\pi n_{min}} \left[a + b \frac{n_{min.j}}{n_N} - c \left(\frac{n_{min.j}}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2)$$

де: $M_{кр.min.j}$ – мінімальний крутний момент двигуна для розгону барабан лебідки при підніманні колони труб з j свічок, $N_{е.ном}$, n_N – номінальна потужність двигуна та обороти номінальної потужності, які наводяться в технічних характеристиках всіх двигунів, a , b , c – емпіричні коефіцієнти, які визначаються з характеристики розподілу крутного моменту індивідуально для конкретної моделі двигуна.

Для того, щоб розігнати барабан лебідки при підніманні колони труб з j свічок, до двигуна повинен бути прикладений крутний момент $M_{кр.min.j}$, що знаходиться з виразу

$$M_{кр.min.j} = \frac{P_{в.с.j} R_{н.к.}}{\eta_{mp} u_{д.-в.}} + J_{в.б.} \frac{\omega_{б.}}{t_p}, \quad (3)$$

де: $P_{в.с.j}$ – натяг ведучої струни каната талевої системи при підніманні колони труб з j свічок, $\omega_{б.}$ – кутова швидкість барабана при розгоні, t_p – час розгону. У зв'язку з тим, що в рівнянні (3) в більшості випадків

$$J_{в.б.} \frac{\omega_{б.}}{t_p} \ll \frac{P_{в.с.j} R_{н.к.}}{\eta_{mp} u_{д.-в.}},$$

можна вважати, що

$$M_{кр.min.j} = \frac{P_{в.с.j} R_{н.к.}}{\eta_{mp} u_{д.-в.}}$$

Таким чином мінімальна частота обертання вихідного вала двигуна $n_{min.j}$ визначається мінімальним крутним моментом $M_{кр.min.j}$ та розраховується з рівняння (2).

Для визначення витрати потужності N_p під час розгону бурильної колони з j свічок при її підніманні на довжину однієї свічки інтервал зміни частоти обертання вихідного вала двигуна від $n_{min.n}$ до $n_{max.n}$ розбиваємо на i ділянок, де $i = 1, 2, 3, \dots$, тобто частоти обертання вихідного вала двигуна в кінці кожного інтервалу будуть визначатись за залежністю

$$n_{j,i+1} = n_{j,i} + \Delta n_j,$$

де $\Delta n_j = \frac{n_{к.max.j}}{i}$ – приріст частоти обертання вихідного вала двигуна в кінці інтервалу при підніманні бурильної колони з j свічок на довжину однієї свічки.

Таким чином, витрати потужності в кожному інтервалі $N_{p,j,i}$ під час розгону колони при її підніманні на довжину j -ої свічки визначаються з виразу

$$N_{p,j,i} = M_{кр.сеп.j,i} n_{сеп.j,i} \frac{\pi}{30},$$

де $M_{кр.сеп.j,i}$ та $n_{сеп.j,i}$ – середні значення крутного моменту та частоти обертання вихідного вала двигуна в кожному інтервалі під час розгону бурильної колони на довжину j -ої свічки, які визначаються з виразів

$$M_{кр.сеп.j,i} = \frac{M_{кр.j,i} + M_{кр.j,i+1}}{2},$$

$$n_{сеп.j,i} = \frac{n_{j,i} + n_{j,i+1}}{2}.$$

Витрата палива дизельними двигунами визначається з рівняння [6]

$$G = gNt, \quad (4)$$

де: g – ефективна питома витрата палива при ефективній потужності двигуна N ; t – час роботи двигуна.

Витрата палива дизельними двигунами при підніманні бурильної колони складається з витрат палива на розгін колони, витрат палива під час періоду сталої швидкості руху і витрат палива, коли двигуни працюють на оборотах холостого ходу.

Тоді для визначення витрати палива дизельного двигуна в кожному інтервалі $G_{p,j,i}$ під час розгону бурильної колони на довжину j -ої свічки рівняння (4) запишеться у вигляді

$$G_{p,j,i} = g_{e,j,i} N_{p,j,i} t_{p,j,i},$$

де $g_{e,j,i}$ – ефективна питома витрата палива при значенні потужності $N_{p,j,i}$ в інтервалі час-

тоти обертання вихідного вала двигуна від $n_{j,i}$ до $n_{j,i+1}$ під час розгону бурильної колони на довжину j -ої свічки, $t_{p,j,i}$ – час розгону бурильної колони на довжину j -ої свічки в інтервалі частоти обертання вихідного вала двигуна від $n_{j,i}$ до $n_{j,i+1}$.

Для більшості двигунів бурових установок графічні залежності $g_e = f(n)$ надаються заводами-виготівниками, для прикладу на рис. 1 зображена така залежність для двигуна В2-800 ТК-С3 [7].

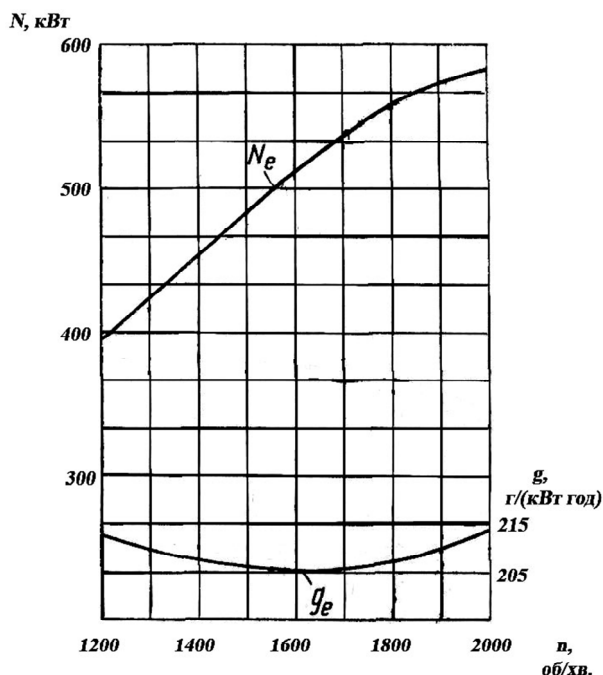


Рисунок 1 – Залежність ефективної питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна В2-800 ТК-С3

Для більш зручного аналітичного визначення значень проміжних точок питомої витрати палива $g_{e,i}$ від частоти обертання колінчастого вала двигуна, при проведенні розрахунків з допомогою комп'ютерної техніки, залежність $g_e = f(n)$ апроксимуємо формулою кубічного тричлена [6]

$$g_{e,i} = g_{e,N} \left[a + b \frac{n_i}{n_N} - c \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right], \quad (5)$$

де $g_{e,N}$ – питома витрата палива двигуна при номінальних оборотах.

Для розрахунків коефіцієнтів a , b та c необхідно представити реальні залежності $g_e = f(n)$ рівнянням (5), для цього, позначивши $\frac{g_{e,i}}{g_{e,N}} = y$ та $\frac{n_i}{n_N} = x$ скористатись інтерполяційною формулою Лагранжа [8]

$$y = y_1 \frac{(x-x_2)(x-x_3)}{(x_1-x_2)(x_1-x_3)} + y_2 \frac{(x-x_1)(x-x_3)}{(x_2-x_1)(x_2-x_3)} + y_3 \frac{(x-x_1)(x-x_2)}{(x_3-x_1)(x_3-x_2)}, \quad (6)$$

де $y_1, x_1; y_2, x_2; y_3, x_3$ – координати довільних проміжних точок залежності $g_e = f(n)$.

Для дизельних двигунів бурових установок зручно приймати $n_1 = n_{\min}$ (обороти холостого ходу), $n_2 = n_{g,\min}$ (обороти мінімальної питомої витрати палива), $n_3 = n_N$ (обороти максимальної потужності), хоча можна брати і будь-які інші значення. При підставленні значень координат довільних точок в рівняння (6), після перетворень одержимо рівняння (5), в якому коефіцієнти a , b та c будуть виражені числовими значеннями. При відсутності відповідних графічних залежностей можна визначити проміжні точки ефективної питомої витрати палива двигуна скориставшись аналітичною залежністю [6] для дизельних двигунів з безпосереднім впрскуванням палива

$$g_{e,i} = g_{e,N} \left[1,55 - 1,55b \frac{n_i}{n_N} + \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right] \quad (7)$$

та відомостями щодо ефективної питомої витрати палива $g_{e,N}$, які наводяться в технічних характеристиках всіх двигунів.

Після визначення витрати палива дизельного двигуна в i -му інтервалі $G_{p,j,i}$ здійснюється збільшення частоти обертання колінчастого вала двигуна на величину Δn_j та розрахунків повторюється. Процес триває, доки $n_{j,i+1}$ не буде дорівнювати $n_{k,\max,j}$. Загальна витрата палива дизельного двигуна $G_{p,j}$ під час розгону колони при її підйомі на довжину j -ої свічки до швидкості $V_{k,\max,j}$ визначається сумуванням витрат палива на кожному з інтервалів частоти обертання колінчастого вала двигуна

$$G_{p,j} = \sum_{i=1}^i G_{p,j,i}$$

Витрату палива дизельного двигуна під час періоду сталої швидкості руху $V_{k,\max,j}$ при підніманні бурильної колони на довжину j -ої свічки знайдемо з залежності

$$G_{p,j} = g_{e,j} N_{c,j} t_{c,j},$$

де: $g_{e,j}$ – ефективна питома витрата палива при потужності $N_{c,j}$, що віддається двигуном при підніманні бурильної колони на довжину j -ої свічки під час періоду сталої швидкості руху, $t_{c,j}$ – витрати часу при підйомі колони труб на довжину j -ої свічки під час періоду сталої швидкості руху.

Ефективна питома витрата палива $g_{e,j}$ двигуна під час періоду сталої швидкості руху при підніманні бурильної колони на довжину j -ої свічки визначається з допомогою рівнянь (5) або (7) при частоті обертання вихідного вала двигуна $n_{\max,j}$, яка розраховується за допомогою залежності (1).

Витрата палива дизельного двигуна під час роботи на оборотах холостого ходу при підніманні бурильної колони на довжину j -ої свічки знайдемо з залежності

$$G_x = g_x N_x t_x,$$

де: g_x – ефективна питома витрата палива під час піднімання бурильної колони при потужності N_x , що забезпечується двигуном на оборотах холостого ходу, t_x – витрати часу під час періоду роботи двигуна на оборотах холостого ходу при підніманні бурильної колони.

Значення ефективної питомої витрати палива g_x під час періоду роботи двигуна на оборотах холостого ходу при підніманні бурильної колони визначається з допомогою рівнянь (5) або (7) при частоті оборотів холостого ходу двигуна n_{xx} , які наводяться в технічних характеристиках всіх двигунів. Витрати часу t_x під час періоду роботи двигуна на оборотах холостого ходу при підніманні бурильної колони складаються з суми витрат часу $t_{y,j}$ на уповільнення при підніманні колони з j свічок на довжину j -ої свічки, коли силовий привід відключається від лебідки та з суми допоміжного часу t_{don} на машинно-ручні операції (розвинчування труб, встановлення і т.д.)

$$t_x = \sum_{j=1}^j t_{y,j} + j \cdot t_{don}.$$

Таким чином, загальна витрата палива дизельним двигуном $G_{z,n}$ при підніманні колони бурильних труб з j свічок визначиться як сума витрат палива на розгін, витрат палива на період сталої швидкості руху при підніманні кожної з j свічок та витрати палива при роботі двигунів на оборотах холостого ходу

$$G_{z,n} = \sum_{j=1}^j G_{p,j} + \sum_{j=1}^j G_{c,j} + G_x.$$

Отже в даній статті запропонований розрахунковий метод визначення витрат палива дизельними двигунами бурових установок, що може бути реалізований завдяки можливостям сучасної обчислювальної техніки та який є більш досконалим у порівнянні з існуючими методами визначення економічної ефективності силових приводів бурових установок на підставі даних щодо досвіду промислових випробувань близьких по своїх характеристиках силових приводів.

Література

- 1 Римеров Д.С., Астафьев М.Б. Двигатели буровых установок. – М.: Недра, 1986.
- 2 Меньшов Б.Г., Суд И.И. Электрификация предприятий нефтяной и газовой промышленности. – М.: Недра, 1984. – 416 с.
- 3 Ильский А.Л. Оборудование для бурения нефтяных скважин. Расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1980. – 229 с.
- 4 Колчерин В.Г., Колесников И.В., Копилов В.С., Баренбойм Ю.Л. Новое поколение буровых установок Волгоградского завода в Западной Сибири. – Сургут, ГУП ХМАО „Сургутская типография”, 2000. – 320 с.
- 5 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
- 6 Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов / Д.Н.Вырубов, Н.А.Ивашенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
- 7 Дизель В2. Описание и руководство по эксплуатации. – М.: Энергомашэкспорт, 1985. – 251 с.
- 8 Никольский С.М. Курс математического анализа. Т. I. – 3-е изд., пере раб. и доп. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – 464 с.