

## ДІАГНОСТИКА СТАНУ ОБЛАДНАННЯ ГЛИБИНОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ЗА МОМЕНТОМ ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

В.С. Борин<sup>1)</sup>, Б.С. Калюжний<sup>2)</sup>, А.В. Маляр<sup>2)</sup>, І.Р. Головач<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, тел. (8-03422) 4-60-67, e-mail: borynvs@ukr.net

<sup>2)</sup> Національний університет "Львівська політехніка", вул. С.Бандери, 12, м. Львів, 79013, e-mail: svmaryar@polynet.lviv.ua

*Предложена методика диагностики состояния оборудования глубиннонасосных установок с помощью динамограммы, что дало возможность оценить, в целом, состояние технического оборудования, а именно, наземной и подземной частей нефтедобывающей установки с штанговым глубинным насосом. Приведены результаты сравнения рассчитанного и экспериментально измеренного усилий в штанге эксплуатационной скважины № 312 Бориславского НГДУ.*

*Offered method of diagnostics of being of equipment of the deep pump setting by dinamogrammi, that gave possibility to estimate, on the whole, being of technical equipment, namely, ground and underground parts of the oil-extracting setting with barbell by a deep pump. There are resulted results of comparison d and experimentally measured efforts in the barbell of operating mining hole №312 of Borislavske NGDU.*

Найбільш поширеним способом видобування нафти на виснажених нафтових родовищах України є періодичний її видобуток штанговими глибинними помпами, які приводяться в рух за допомогою верстатів-гойдалок [1].

Привідним двигуном верстата-гойдалки є, як правило, трифазний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором, який за допомогою клинопасової передачі зв'язаний з вхідним валом редуктора, вихідний вал якого жорстко зв'язаний з кривошипом. Кривошипно-шатунний механізм приводить в рух балансир, який за допомогою колони штанг зв'язаний з плунжером зануреної в рідину глибинної помпи. Стандартні редуктори, які використовуються в штангових глибинонасосних установках, мають передавальне число, тобто відношення частоти обертання ведучого шківів редуктора до частоти обертання кривошипного вала,  $k_i = 38$  і разом з клинопасовою передачею забезпечують швидкість обертання кривошипа  $n_{кр} = 2 \div 15$  об/хв. У свою чергу частота коливань балансира дорівнює частоті обертання кривошипа.

Робота глибинонасосних установок характеризується змінним навантаженням, яке діє на головку балансира, змінним моментом

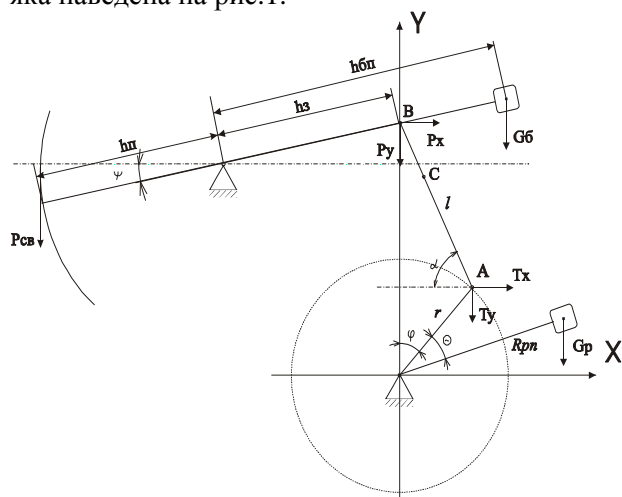
інерції, відсутністю інформації про стан підземного обладнання, складним перетворенням енергії, що має місце у передавальному механізмі верстата-гойдалки, низький к.к.д. та  $\cos \phi$  привідного двигуна.

Сучасні методи нафтовидобутку передбачають проведення постійного моніторингу всіх свердловин, що дозволяє діагностувати наявну ситуацію у привибійній зоні, стан обладнання, встановлювати величину відбору рідини із пласта з метою вибору та відпрацювання раціонального режиму їх роботи. На теперішній час такі методики активно впроваджуються для управління нафтовидобутком.

Моніторинг роботи глибинонасосних установок здійснюється на основі оперативної інформації про стан наземного та підземного обладнання. Найбільш поширеним способом отримання такої інформації є застосування давачів контролю режимних параметрів, які встановлюються на елементах конструкції верстата-гойдалки. Результати вимірювання цих величин використовують для побудови діагностичної динамограми  $P_{св} = f(S)$  (функціональної залежності зусилля у полірованому штоці  $P_{св}$  від його переміщення

S). Вимірювання  $S$  можна просто та надійно реалізувати на основі методики, описаної в [1]. Вимірювання  $P_{ce}$ , в основному, здійснюється тензодавачами, що потребує додаткових ресурсів для їх встановлення та обслуговування на рухомих частинах верстата-гойдалки. Інші способи вимірювання зусилля у полірованому штоці містять дуже спотворені дані про стан підземного обладнання. У [2] запропоновано використовувати значення моменту привідного асинхронного двигуна для розрахунку зусилля у полірованому штоці. Отже, постає актуальна задача формування адекватної моделі глибинонасосної установки, яка дасть змогу на основі значень електромагнітного моменту привідного двигуна посередньо визначити значення  $P_{ce}$  і, тим самим, виключити давач вимірювання механічних величин. У такий спосіб можна діагностувати стан обладнання глибинонасосної установки.

Діагностувати стан обладнання глибинонасосної установки за допомогою динамограми без використання давача зусилля можна шляхом побудови досконалої моделі установки, використовуючи для цього відомі функціональні залежності з урахуванням зрівноваження верстата-гойдалки та втрат у його механізмах. Для побудови моделі верстата-гойдалки використаємо його кінематичну схему, яка наведена на рис.1.



**Рисунок 1 – Кінематична схема верстата-гойдалки**

Виходячи з цього, механіка верстата-гойдалки в усталеному режимі описується такою системою рівнянь, з якої можна

визначити зусилля, які діють на окремі її елементи [2, 3]:

$$\begin{cases}
 P_y \cdot h_3 \cdot \cos\psi + P_x \cdot h_3 \cdot \sin\psi + G_{\delta} \cdot h_{6n} \cdot \cos\psi - \\
 - P_{ce} \cdot h_n = (J_{\delta} + J_{\delta n}) \frac{d\omega_{\delta}}{dt}; \\
 T_x + P_x = m_{uu} \frac{dV_x}{dt}; \\
 -T_y - P_y = m_{uu} \left( \frac{dV_y}{dt} + g \right); \\
 T_x \cdot \Delta y_A + P_y \cdot \Delta x_B - P_x \cdot \Delta y_B - T_y \cdot \Delta x_A = J_{uu} \frac{d\omega_{uu}}{dt}; \\
 M_{cm} = T_x \cdot r \cdot \cos\phi + T_y \cdot r \cdot \sin\phi + G_p \cdot R_{pn} \cdot \sin(\phi + \theta); \\
 M'_{\delta} - M_{cm} = M_{дин},
 \end{cases} \quad (1)$$

де  $M_{cm}$ ,  $M_{дин}$ ,  $M'_{\delta}$  – відповідно статичний момент на валу кривошипа, динамічний момент і момент двигуна, приведені до вала кривошипа;  $\Delta x_A$ ,  $\Delta x_B$ ,  $\Delta y_A$ ,  $\Delta y_B$  – проекції відрізків AC і BC на відповідні осі координат (рис. 1);  $\omega_{\delta}$  – кутова швидкість коливання балансира верстата;  $V_x$ ,  $V_y$  – проекції швидкості переміщення центра ваги шатуна (точка C на рис.1) на осі координат, які визначаються з геометричних розмірів окремих частин верстата-гойдалки на основі відомих законів механіки;  $\omega_{uu}$  – швидкість обертання шатуна відносно центра ваги;  $J_{\delta}$ ,  $J_{\delta n}$ ,  $J_{uu}$  – моменти інерції балансира, балансириної противаги, шатуна, які можна обчислити за наступними формулами [3]:

$$J_{\delta} = \frac{(m_{\delta\delta} + m_{o\delta})L_{\delta}^2}{12} + (m_{\delta\delta} + m_{o\delta})d_{\delta}^2,$$

де  $m_{\delta\delta}$  – маса головки балансира,  $m_{o\delta}$  – маса основи балансира,  $L_{\delta}$  – довжина балансира,  $d_{\delta}$  – відстань від точки обертання балансира до центра його ваги;

$$J_{\delta n} = \frac{(m_{\delta n} + m_{n\delta})L_{\delta n}^2}{12} + (m_{\delta n} + m_{n\delta})d_{\delta n}^2,$$

де  $m_{\delta n}$  – маса балансириної противаги,  $m_{n\delta}$  – маса плеча балансира довжиною  $(h_{6n} - h_3)$ ,  $L_{\delta}$  – довжина балансира,  $d_{\delta}$  – відстань від точки B (рис.2) до центра ваги балансириного вантажу;

$$J_{uu} = \frac{(m_{mp} + m_{uu})L_{uu}^2}{12} + (m_{mp} + m_{uu})d_{uu}^2,$$

де  $m_{mp}$  – маса траверси,  $m_{ш}$  – маса шатуна,  $L_{\delta}$  – довжина балансира,  $d_{ш}$  – відстань від точки обертання балансира до центра його ваги.

При складанні системи рівнянь (1) прийняті наступні допущення: балансир, шатун і кривошип є абсолютно жорсткими, знехтувано силами тертя у шарнірних з'єднаннях механізму.

Кривошипно-шатунний механізм верстата-гойдалки має змінний момент інерції  $J$ , тому динамічний момент  $M_{дин}$  глибинонасосної установки має дві складові [4]:

$$M_{дин} = J \frac{d\omega_{кр}}{dt} + \frac{\omega_{кр}^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi}, \quad (2)$$

одна з яких зумовлена зміною кутової швидкості руху кривошипа  $\omega_{кр}$ , а друга – кінетичної енергії системи внаслідок зміни моменту інерції при обертанні, де  $\varphi$  – кут повороту кривошипа.

Враховуючи, що  $\omega_{кр} = d\varphi/dt$ , рівняння (2) можна записати у вигляді такої функціональної залежності від часу:

$$M_{дин} = J \frac{d\omega_{кр}}{dt} + \frac{\omega_{кр}}{2} \frac{dJ}{dt}. \quad (3)$$

Момент інерції  $J$  обчислюється згідно наступного виразу:

$$J = J_{\delta} \cdot k_p^2 + J_{кр} + m_{ш} \rho_c^2 + J_{ш} \frac{1}{k_1^2} + (m_{\delta n} + m_{\delta b} + m_{\delta o}) \rho_B^2 + J_B \frac{1}{k_2^2}, \quad (4)$$

де  $J_{\delta}$  – момент інерції двигуна;  $J_B = J_{\delta} + J_{\delta n}$  – момент інерції балансира і балансируної противаги;  $m_{\delta}$  – маса балансируної противаги;

$\rho_C = \frac{V_C}{\omega_{кр}}$ ;  $\rho_B = \frac{V_B}{\omega_{кр}}$  – радіуси приведення

точок С і В до осі кривошипа відповідно ( $V_C$ ,  $V_B$  – швидкості переміщення точок С і В

відповідно);  $k_1 = \frac{\omega_{кр}}{\omega_{ш}}$ ,  $k_2 = \frac{\omega_{кр}}{\omega_{\delta}}$  – коефіцієнти

передачі;  $J_{кр}$  – момент інерції кривошипа, який обчислюється за наступною формулою:

$$J_{кр} = \frac{(m_{кр} + m_{крв}) L_{кр}^2}{12} + (m_{кр} + m_{крв}) d_{кр}^2,$$

де  $m_{кр}$  – маса кривошипа,  $m_{крв}$  – маса кривошипного вантажу,  $L_{кр}$  – довжина балансира,  $d_{кр}$  – відстань від точки обертання балансира до центра його ваги.

Момент двигуна  $M'_{\delta}$ , приведений до вала кривошипа, буде таким:

$$M'_{\delta} = M_e \cdot k_p, \quad (5)$$

де  $k_p$  – передавальне число редуктора та клинопасової передачі,  $M_e$  – електромагнітний момент привідного асинхронного двигуна.

Для знаходження електромагнітного моменту привідного двигуна використаємо такі рівняння електромагнітної рівноваги контурів струмів статора і короткозамкненого ротора двигуна в обертових осях  $x$ ,  $y$  [5]:

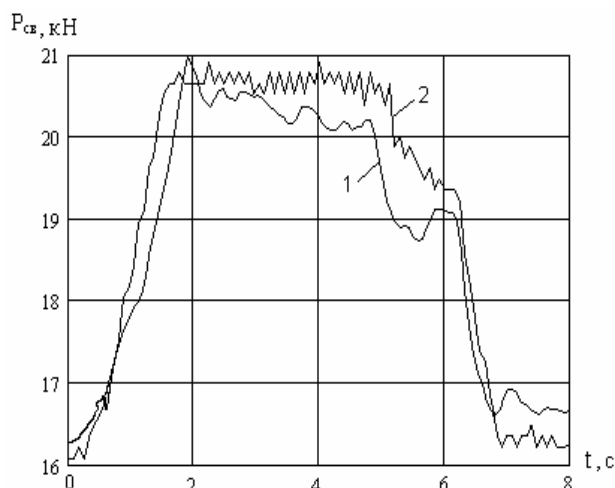
$$\begin{cases} \frac{d\psi_{1x}}{dt} - \omega_0 \psi_{1y} + R_1 i_{1x} = u_{1x}; \\ \frac{d\psi_{1y}}{dt} + \omega_0 \psi_{1x} + R_1 i_{1y} = u_{1y}; \\ \frac{d\psi_{2x}}{dt} - s\omega_0 \psi_{2y} + R_2 i_{2x} = 0; \\ \frac{d\psi_{2y}}{dt} + s\omega_0 \psi_{2x} + R_2 i_{2y} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

$$M_e = 1.5 p (\psi_{1x} i_{1y} - \psi_{1y} i_{1x}), \quad (7)$$

де  $\psi_{1x}$ ,  $\psi_{1y}$ ,  $\psi_{2x}$ ,  $\psi_{2y}$ ,  $i_{1x}$ ,  $i_{1y}$ ,  $i_{2x}$ ,  $i_{2y}$  – потокозчеплення та струми перетворених контурів статора і ротора;  $R_1$ ,  $R_2$  – активні опори цих контурів;  $\omega_0$  – частота напруги живлення;  $s$  – ковзання ротора.

Отже за допомогою математичної моделі, яка складається із залежностей (1), (3)-(7) можна визначити залежність зусилля у полірованому штоці  $P_{св}$  від моменту на валу двигуна та побудувати динамограму  $P_{св} = f(S)$ . Вхідними величинами такої моделі є значення фазних напруг і струмів двигуна, які легко виміряти, та сигнал від давачів крайніх положень кривошипа.

Для перевірки адекватності запропонованого способу побудови динамограми на рис.2 наведено графіки, обчисленого за допомогою математичної моделі – 1 та виміряного давачем – 2 зусилля в полірованому штоці в часі.



**Рисунок 2 - Розрахункова та експериментальна часові залежності зусилля в полірованому штоці (свердловина №312 Бориславського НГВУ)**

Якщо проаналізувати обидва графіки, то можна узагальнити, що отримана за допомогою математичного моделювання залежність майже не відрізняється від знятої практично.

Таким чином запропонована методика побудови динамограми є ефективною, оскільки використовує прості та надійні давачі первинної інформації, покази яких мають малу похибку вимірювання. Вона дає змогу оцінити в цілому стан технічного обладнання, а саме наземної та

підземної частин нафтовидобувної установки із штанговою глибинною помпою. Крім цього зникає необхідність використання давачів-перетворювачів механічних величин у електричний сигнал.

#### **Література**

1. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. – К.: Реал Принт, 2004. – 695с.
2. Бульбас В.М., Денис Б.Д., Калужний Б.С. Діагностика свердловини з глибинною штанговою помпою// Науково-виробничий збірник "Нафтова і газова промисловість". – 2001, №1. – С.27-29.
3. Білик В.Ф., Васьків О.В., Калужний Б.С., Маляр А.В., Яремко Р.В. Методика діагностики стану глибинонасосної установки за значеннями моменту двигуна//Вестник НТУ "Харьковский политехнический институт" "Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика". - 2002, №12, том 2. – С.541-542.
4. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування. – К.: Либідь, 1997. – 544 с.
5. Сипайлов Г.А., Кононенко Е.В., Хорьков К.А. Электрические машины (специальный курс). – М.: Высшая школа, 1987. – 287 с.