

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНУ РУХУ ТОЧКИ ПІДВІСУ ШТАНГ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

О.Я. Дубей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 727116,
e-mail: gidro@nimg.edu.ua

З метою визначення швидкості руху точки підвісу штанг верстата-гойдалки використано нелінійне диференціальне рівняння руху всього агрегату. Величини, які входять до цього рівняння, визначались за методом замкнутого векторного контуру. Вказане диференціальне рівняння розв'язувалося числовим способом Адамса-Кривола на прикладі верстата-гойдалки СК8-3,5-4000, який приводить в рух плунжерний насос з діаметром плунжера 38 мм, встановлений на глибині 1530 м. При цьому не враховувалися деформації колони штанг, які мають місце на початку ходу точки підвісу штанг угору і вниз. За результатами виконаного дослідження встановлено, що врахування нерівномірності обертання кривошипа верстата-гойдалки незначно впливає на швидкість руху точки підвісу штанг, але неврахування цієї нерівномірності обертання кривошипа означає нехтування значним моментом сил інерції на валу кривошипа, що, очевидно, неприпустимо у ході дослідження динамічних процесів його роботи.

Ключові слова: верстат-гойдалка, точка підвісу штанг, передаточні функції, нелінійне диференціальне рівняння.

С целью определения скорости движения точки подвеса штанг станка-качалки использовано нелинейное дифференциальное уравнение движения всего агрегата. Величины, входящие в это уравнение, определялись при использовании метода замкнутого векторного контура. Указанное дифференциальное уравнение решалось численным способом Адамса-Крылова на примере станка-качалки СК8-3,5-4000, который приводит в движение плунжерный насос диаметром 38 мм на глубине 1530 м. При этом не учитывались деформации колонны штанг, возникающие в начале хода точки подвеса штанг вверх и вниз. В результате выполненного исследования установлено, что учет неравномерности вращения кривошипа станка-качалки незначительно влияет на скорость движения точки подвеса штанг, но учет этой неравномерности вращения кривошипа означает неучет значительного момента сил инерции на валу кривошипа, что, очевидно, недопустимо при исследовании динамических процессов при его работе.

Ключевые слова: станок-качалка, точка подвеса штанг, передаточные функции, нелинейное дифференциальное уравнение.

Nonlinear differential equation of the whole unit motion is used to determine the speed of the rod suspension point of the beam-pumping units. The values included in this equation were determined by using the method of closed vector path. The specified differential equation was resolved by the Adams and Krylov's numerical method on the example of the beam pumping unit SK8-3,5-4000 which drives the plunger pump, plunger diameter of which is 38 mm, at the depth of 1530 m. At the same time, it doesn't take into account the deformation of the rod string that happens at the beginning of the upward as well as downward movement of the rod suspension point. According to the study results it was found out that considering the uneven rotation of the beam-pumping unit crank slightly affects the speed of the rod suspension point but dropping this irregularity in crank speed rotation means neglecting a significant moment of inertia forces on the crank shaft, which is obviously unacceptable in the study of dynamic processes in its work.

Key words: beam-pumping unit, rod suspension point, transfer functions, nonlinear differential equation.

При видобуванні нафти зі свердловин за допомогою глибинних штангових насосів, які приводяться в рух верстатами-гойдалками, важливе значення має знання швидкості руху точки підвісу штанг. В результаті диференціювання цієї швидкості за часом отримується прискорення точки підвісу штанг, а, отже, стає можливим визначення інерційного навантаження на колону штанг. Для встановлення закону руху плунжера глибинного насоса насамперед необхідно визначити закон руху точки підвісу штанг. Крім того, при дослідженні швидкості руху продукції свердловини вздовж її стовбура також необхідно знати швидкість руху точки підвісу штанг.

Питання кінематики верстатів-гойдалок досить ґрунтовно розглянуто у монографії [1]. Тут разом із елементарною й уточненою теорією розглянуто і точне визначення швидкості та прискорення точки підвісу штанг.

У навчальній літературі аналітична кінематика кривошипно-коромислового механізму, яким є механізм верстата-гойдалки, наводиться в [2, 3]. У цих роботах також отримано аналітичні формули для кутової швидкості і прискорення коромисла. Але в усіх літературних джерелах кутова швидкість кривошипа верстата-гойдалки приймалася сталою величиною. Реально ж кутова швидкість кривошипа верстата-гойдалки, не дивлячись на його силове зрівноваження, не є сталою величиною. І, очевидно, що це певним чином впливає на швидкість і особливо прискорення точки підвісу штанг.

Мета даної роботи полягає у визначенні закону руху точки підвісу штанг з врахуванням нерівномірності обертального руху кривошипа і перевірка того, наскільки необхідним є врахування нерівномірності обертального руху кривошипа під час визначення швидкості руху точки підвісу штанг. Для досягнення поставле-

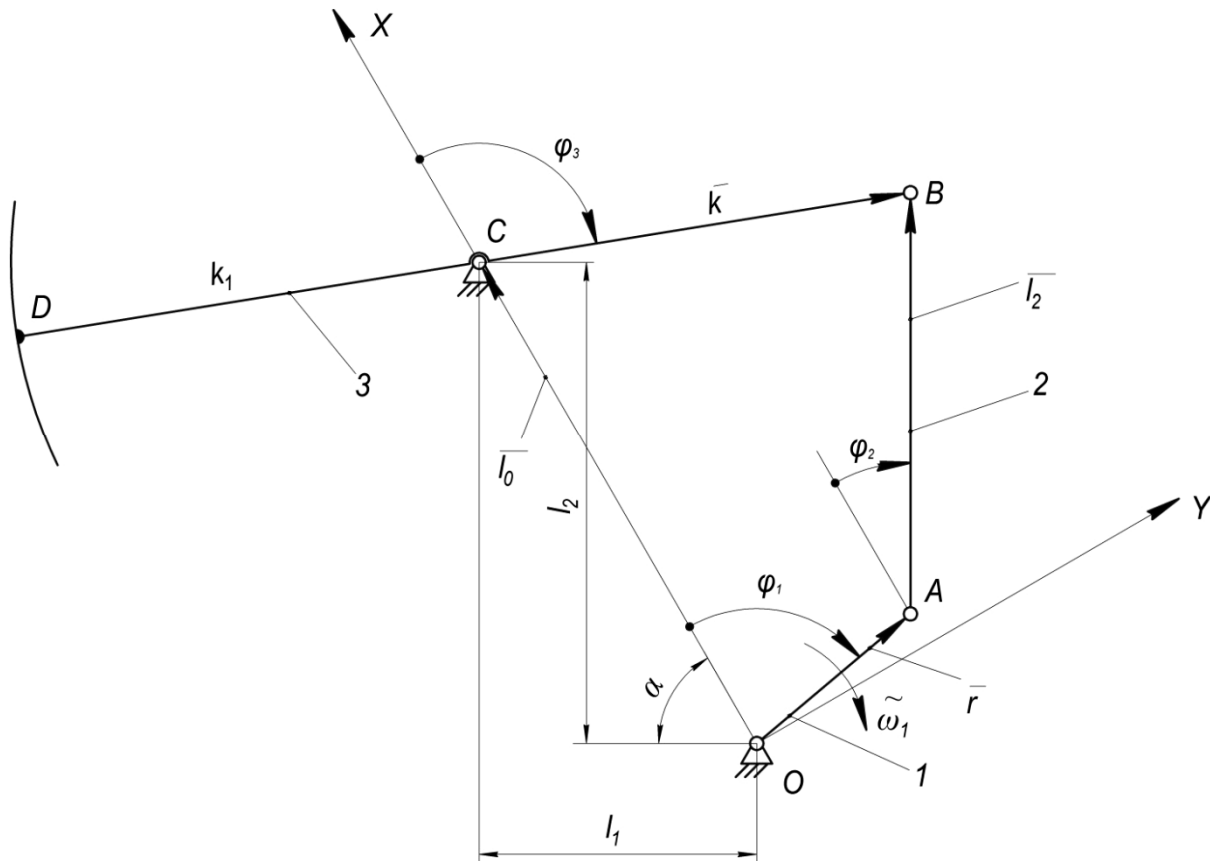


Рисунок 1 – Структурна схема механізму верстата-гойдалки

ної мети необхідно розв'язати дві задачі. Перша задача пов'язана зі знаходженням кутової швидкості кривошипа під дією всіх силових навантажень і врахуванні всіх рухомих мас агрегату. Друга задача пов'язана зі знаходженням швидкості руху точки підвісу штанг при використанні попередньо знайденої кутової швидкості кривошипа.

При виконанні першої задачі необхідно розв'язати диференціальне рівняння руху верстата-гойдалки [2]:

$$I_{3\phi} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{3\phi}}{d\phi_1} = M_{3\phi}^P + M_{3\phi}^{O+G}, \quad (1)$$

де $I_{3\phi}$ – зведений до кривошипа момент інерції верстата-гойдалки з врахуванням мас його привода, мас колони штанг і свердловинної рідини, кг·м²;

ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с;

$M_{3\phi}^P, M_{3\phi}^{O+G}$ – зведені до кривошипа моменти рушійних сил (обертального моменту електродвигуна), сил опору і ваги, (Н·м);

ϕ_1 – кут повороту кривошипа, град (рад);

t – час руху, с.

Почнімо розв'язання поставленої проблеми із другої задачі. При цьому використаємо іншу методику кінематичного аналізу у порівнянні з тією, що прийнята у монографії [1].

На рис. 1 зображена структурна схема механізму верстата-гойдалки із вказанням його геометричних розмірів, що впливають на шви-

дкість руху точки підвісу штанг. Модуль швидкості точки підвісу штанг дорівнює модулю швидкості точки D балансира (коромисла). Для знаходження швидкості точки D коромисла використовуємо метод замкненого векторного контура [4]

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{l}_0 + \vec{k}. \quad (2)$$

Очевидно, що $l_0 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2}$.

Проекціюємо векторне рівняння (2) на осі вибраної декартової системи координат

$$\begin{cases} r \cos \phi_1 + l \cos \phi_2 = l_0 + k \cos \phi_3, \\ r \sin \phi_1 + l \sin \phi_2 = k \sin \phi_3. \end{cases} \quad (3)$$

Виключаючи з рівнянь (3) кут ϕ_2 , отримаємо рівняння

$$a = u \sin(\phi_3 + \phi_{30}), \quad (4)$$

де $a = \frac{k^2 + x^2 + y^2 - l^2}{2k}, x = r \cos \phi_1 - l_0,$

$$y = r \sin \phi_1, u = \sqrt{x^2 + y^2},$$

$$\sin \phi_{30} = \frac{x}{u}, \cos \phi_{30} = \frac{y}{u}.$$

З рівняння (4) отримаємо

$$\phi_3 = \arcsin \frac{a}{u} + \arccos \frac{y}{u}. \quad (5)$$

Першу передаточну функцію механізму і кутову швидкість балансира одержуємо у вигляді

$$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{a'u - au'}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}}, \quad (6)$$

$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \omega_1, \quad (7)$$

де $a' = \frac{da}{d\varphi_1} = \frac{xx' + yy'}{k}$, $x' = \frac{dx}{d\varphi_1} = -r \sin \varphi_1$,

$$y' = \frac{dy}{d\varphi_1} = r \cos \varphi_1, \quad u' = \frac{du}{d\varphi_1} = \frac{xx' + yy'}{u}.$$

Швидкість точки D дорівнюватиме

$$v_D = \frac{ds_D}{d\varphi_1} \omega_1 k_1. \quad (8)$$

Приступаємо тепер до розв'язку диференціального рівняння (1). Записуємо аналітичні вирази для $I_{3\phi}$, $M_{3\phi}^P$, $M_{3\phi}^{O+G}$ і $dI_{3\phi}/d\varphi_1$. Зведений момент інерції машинного агрегату, яким є верстат-гойдалка, визначається за формулою

$$I_{3\phi} = I_0 + m_{np} r_{np}^2 + I_{np} + m_2 \left(\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1} \right)^2 + \quad (9)$$

$$+ I_{s_2} \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 + I_C \left(\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \right)^2 + (m_u + m_p) \left(\frac{ds_D}{d\varphi_1} \right)^2,$$

де I_0 , I_{np} – моменти інерції здвоєного кривошипа і привода, кг·м²;

m_{np} – маса всіх противаг, кг;

r_{np} – радіус центра мас противаг, м;

m_2 , m_u , m_p – маси здвоєного шатуна, колони штанг і рідини, яку піднімає плунжер насоса (при русі точки підвісу штанг вниз у формулі (9) буде відсутня маса m_p), кг;

I_{s_2} , I_C – моменти інерції здвоєних шатунів відносно осі, що проходить через центр мас шатунів точку S_2 , балансира разом з його головкою і траверсою відносно осі, що проходить через точку C ;

$\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{ds_D}{d\varphi_1}$ – перші передаточні функції точок S_2 і D ;

$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}$, $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}$ – перші передаточні функції здвоєного шатуна і балансира.

Всі перші передаточні функції ланок і точок механізму знаходилися за методом замкнутого векторного контуру і вони наведені без виведення. Перша передаточна функція точки S_2 обчислюється за формулою

$$\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1} = \sqrt{r^2 + \frac{l^2}{4} \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 + rl \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos(\varphi_1 - \varphi_2)}, \quad (10)$$

а перша передаточна функція здвоєного шатуна і кут φ_2 мають вигляд:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{b'u - bu'}{u\sqrt{u^2 - b^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}}, \quad (11)$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{b}{u} + \arccos \frac{y}{u}, \quad (12)$$

$$b = \frac{k^2 - x^2 - y^2 - l^2}{2l}, \quad b' = \frac{db}{d\varphi_1} = -\frac{xx' + yy'}{l}.$$

Функція $ds_D/d\varphi_1$ визначається через передаточну функцію балансира

$$\frac{ds_D}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} k_1. \quad (13)$$

Перша похідна від зведеного моменту інерції по куту повороту кривошипа

$$\frac{dI_{3\phi}}{d\varphi_1} = 2 \left[m_2 \left(\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2} + \frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2} \right) + I_{s_2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \times \right. \\ \left. \times \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} + I_C \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2} + (m_u + m_p) \frac{ds_D}{d\varphi_1} \frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2} \right], \quad (14)$$

де $\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2}$, $\frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2}$ – проекції першої та другої передаточних функцій точки S_2 на осі X та Y ;

$\frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2}$ – другі передаточні функції другої та третьої ланок механізму і його точки D .

Аналітичні вирази для функцій $\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2}$ одержано у вигляді

$$\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1} = - \left(r \sin \varphi_1 + \frac{l}{2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \sin \varphi_2 \right),$$

$$\frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1} = \left(r \cos \varphi_1 + \frac{l}{2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos \varphi_2 \right),$$

$$\frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2} = - \left[r \cos \varphi_1 + \frac{l}{2} \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \sin \varphi_2 + \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 \times \cos \varphi_2 \right],$$

$$\frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2} = - \left[r \sin \varphi_1 - \frac{l}{2} \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \cos \varphi_2 - \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 \times \sin \varphi_2 \right]. \quad (15)$$

Друга похідна $d^2 s_D/d\varphi_1^2$ визначається так:

$$\frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2} = k_1 \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}. \quad (16)$$

Інші передаточні функції $\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2}$, що входять до рівняння (15) і (16), обчислюються шляхом повторного диференціювання перших передаточних функцій по φ_1

$$\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{\xi'\eta - \xi\eta'}{\eta^2} - \frac{\tau'\zeta - \tau\zeta'}{\zeta^2},$$

$$\frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{\psi'\lambda - \psi\lambda'}{\lambda^2} - \frac{\tau'\zeta - \tau\zeta'}{\zeta^2}, \quad (17)$$

де $\xi = a'u - au'$, $\eta = u\sqrt{u^2 - a^2}$, $\tau = y'u - yu'$,
 $\zeta = u\sqrt{u^2 - y^2}$, $\psi = b'u - bu'$, $\lambda = u\sqrt{u^2 - b^2}$,
 $\xi' = \frac{d\xi}{d\varphi_1} = a''u - au''$, $a'' = \frac{d^2a}{d\varphi_1^2} = \frac{r^2 + xx'' + yy''}{k}$,
 $x'' = \frac{d^2x}{d\varphi_1^2} = -r \cos \varphi_1$, $y'' = \frac{d^2y}{d\varphi_1^2} = -r \sin \varphi_1$,
 $u'' = \frac{d^2u}{d\varphi_1^2} = \frac{1}{u^2} \left[(r^2 + xx'' + yy'')u - (xx' + yy')u' \right]$,
 $\eta' = \frac{d\eta}{d\varphi_1} = u'\sqrt{u^2 - a^2} + \frac{u(uu' - aa')}{\sqrt{u^2 - a^2}}$,
 $\tau' = \frac{d\tau}{d\varphi_1} = y''u - yu''$, $\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi_1} = b''u - bu''$,
 $\zeta' = \frac{d\zeta}{d\varphi_1} = u'\sqrt{u^2 - y^2} + \frac{u(uu' - yy')}{\sqrt{u^2 - y^2}}$,
 $b'' = \frac{d^2b}{d\varphi_1^2} = -\frac{r^2 + xx'' + yy''}{l}$,
 $\lambda' = \frac{d\lambda}{d\varphi_1} = u'\sqrt{u^2 - b^2} + \frac{u(uu' - bb')}{\sqrt{u^2 - b^2}}$.

Зведений момент від сил ваги, включаючи і ваги противаг, встановлених на кривошипях, після перетворень визначається за формулою

$$M_{36}^G = -(2G_1 l_{s_1} + G_n l_{s_n}) \cos(\varphi_1 + \alpha) - 2G_2 \times$$

$$\times \left[r \cos(\varphi_1 + \alpha) + \frac{l}{2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos(\varphi_2 + \alpha) \right] +$$

$$+ G_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \times l_{s_3} \cos(\varphi_3 + \alpha), \quad (18)$$

де G_1 , G_2 – вага одного кривошипа і одного шатуна, Н;

G_n – вага всіх противаг, встановлених на кривошипях, Н;

G_3 – вага балансира з його головкою і траверсою, Н;

l_{s_1} , l_{s_n} , l_{s_3} – відстані відповідно від центрів мас кривошипа, противаг до осі обертання кривошипа і відстань спільного центра мас балансира, головки і траверси від осі обертання балансира, м.

Зведений момент від сил опору при русі колони штанг угору буде

$$M_{36(\epsilon)}^O = -(F_{o(\epsilon)} + F_{mn} + F_{mu} + F_{mz}) \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} k_1, \quad (19)$$

де $F_{o(\epsilon)}$ – сила опору при русі точки підвісу штанг вверх, викликана вагою колони штанг у свердловинній рідині і вагою стовпа рідини, Н;

F_{mn} , F_{mu} , F_{mz} – сили тертя відповідно між плунжером і циліндром насоса, між штангами і насосно-компресорними трубами (НКТ), між рідиною, що піднімається, і внутрішньою поверхнею НКТ.

Сили, що входять в (19), визначаються так [5, 6, 7]:

$$F_{o(\epsilon)} = G_{uu}' + G_p - \frac{\pi d_n^2}{4} h \rho g, \quad (20)$$

$$F_{mn} = 1,84 \frac{d_n}{\delta} - 137, \quad F_{mu} = 0,02 G_{uu}, \quad (21)$$

$$F_{mz} = \lambda \frac{l}{d_m} \frac{\rho v_{cp}^2}{2} A_n, \quad (22)$$

де G_{uu}' , G_{uu} , G_p – ваги колони штанг у рідині, у повітрі і рідині, що піднімається, Н;

d_n – діаметр плунжера, м;

h – висота опускання насоса під динамічний рівень, м;

ρ – густина свердловинної рідини, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

δ – зазор між плунжером і циліндром, м;

λ – коефіцієнт Дарсі;

l – довжина колони штанг ($l = H$ – глибина опускання насоса), м;

v_{cp} – середня швидкість руху свердловинної рідини, м/с;

d_m – внутрішній діаметр НКТ, м.

Під час руху точки підвісу штанг вниз зведений момент від сил опору становитиме

$$M_{36(\epsilon n)}^O = (F_{mn} + F_{mu} - G_{uu}') \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} k_1. \quad (23)$$

У цьому випадку $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} < 0$ і сила G_{uu}' є рушійною силою. Під час руху точки підвісу штанг як угору, так і вниз

$$M_{36}^{O+G} = M_{36}^O + M_{36}^G. \quad (24)$$

Зведений момент рушійних сил – це зведений обертальний момент електродвигуна. Робоча частина його механічної характеристики може бути представлена лінійною функцією, і тому обертальний момент ротора електродвигуна можна записати у вигляді

$$M_\delta = a + b\omega_\delta, \quad (25)$$

де $a = M_n \frac{n_{\delta c}}{n_{\delta c} - n_{\delta n}}$, $b = -M_n \frac{30}{\pi} \frac{1}{n_{\delta c} - n_{\delta n}}$;

M_δ , M_n – момент двигуна, що відповідає кутовій швидкості ω_δ , і номінальний момент;

$n_{\partial c}$, $n_{\partial n}$ – частоти обертання ротора двигуна синхронна і номінальна.

При зведенні рушійного моменту M_{∂} електродвигуна до вала кривошипа будемо мати

$$M_{\partial}^p = (a + b\omega_{\partial})u, \quad (26)$$

де u – загальне передаточне число привода.

Рівняння (1) розв'язувалося при допущенні, що колона штанг і НКТ не деформуються під час роботи глибинного насоса, а тому рух плунжера насоса і точки підвісу штанг є однаковими. Для отримання більш точного розв'язку поставленої задачі необхідно врахувати деформації штанг і НКТ.

Дослідження закону руху кривошипа верстата-гойдалки було виконано на прикладі верстата-гойдалки СК8-3,5-4000, паспортні дані якого такі [8, 9]:

а) геометричні розміри механізму $k_1 = 3500$ мм; $k = 2500$ мм; $r = 1010$ мм (взято один із можливих розмірів довжини кривошипа); $l = 3000$ мм; $l_1 = 2195$ мм; $l_2 = 3000$ мм;

б) маси рухомих складових механізму: одного кривошипа $m_{кр} = 1373$ кг, одного шатуна $m_2 = 130$ кг, однієї протизваги $m_{np(1)} = 650$ кг, тіла балансира $m_{\delta} = 1220$ кг, головки балансира $m_{\delta\delta} = 490$ кг, траверси $m_{mp} = 495$ кг;

в) привод верстата-гойдалки складається із електродвигуна (під час дослідження замість електродвигуна АОП2-78-4У2 взято електродвигун 4АР180М4У3), пасової передачі і редуктора Ц2НШ-750Б. Паспортні дані електродвигуна $M_{пуск}/M_n = 2,0$, $M_{max}/M_n = 2,2$, $P=30$ кВт, $n_{\partial c} = 1500$ об/хв, $n_{\partial n} = 1460$ об/хв, $I_{\partial} = 0,232$ кг·м² ($M_{пуск}$, M_{max} – пусковий і максимальний моменти двигуна; I_{∂} – момент інерції ротора двигуна); загальне передаточне число редуктора $u_p = 37,18$; ведучий і ведений шків пасової передачі $d_{u1} = 250$ мм, $d_{u2} = 900$ мм.

Згідно наведених даних число подвійних ходів верстата гойдалки буде

$$n_1 = \frac{n_{\partial n}}{u_p u_{nn}} = \frac{1460}{37,18 \cdot \frac{900}{250}} \approx 10,9 \text{ об/хв,}$$

де u_{nn} – передаточне число пасової передачі.

Відповідно до паспортних даних [9] вибраний верстат-гойдалку можна застосувати під час експлуатації нафтової свердловини з глибиною опускання плунжерного насоса $H = 1530$ м діаметром $d_n = 38$ мм, з такою конструкцією колони штанг: $d_{u1} = 19$ мм (51 %), $d_{u2} = 22$ мм (26 %), $d_{u3} = 25$ мм (23 %). Густина газорідної суміші свердловини була прийнята $\rho_p = 820$ кг/м³, кінематична в'язкість газорідної суміші $\nu = 3 \cdot 10^{-6}$ м²/с, діаметр НКТ $d_m = 62$ мм. Для силового зрівноваження верстата-гойдалки використано протизваги загаль-

ною масою $m_{mp} = 5200$ кг з розміщенням їх центра мас по відношенню до осі обертання кривошипа $r_{mp} = 0,83$ м.

Враховуючи всі вищенаведені вихідні дані, від яких залежить рух верстата-гойдалки, рівняння (1) при русі точки підвісу штанг угору набуло такого вигляду:

$$\begin{aligned} & \left[66798,85 + 260 \left(\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1} \right)^2 + 44,306 \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 + \right. \\ & \left. + 10185,9 \left(\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \right)^2 + 5900,71 \left(\frac{ds_D}{d\varphi_1} \right)^2 \right] \frac{d\omega_1}{dt} + \\ & + \left[260 \left(\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2} + \frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2} \right) + \right. \\ & \left. + 44,306 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} + 10185,9 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2} + \right. \\ & \left. + 5900,71 \frac{ds_D}{d\varphi_1} \frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2} \right] \omega_1^2 = \\ & = (7358,175 - 6269,922\omega_1) \cdot 133,848 + \\ & + \left\{ 2725,5 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \cdot \cos(\varphi_3 + 54^\circ) - 185177 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} - \right. \\ & \left. - 69547,6 \cdot \cos(\varphi_1 + 54^\circ) - 2550,6 \times \right. \\ & \left. \times \left[1,01 \cos(\varphi_1 + 54^\circ) + 1,5 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos(\varphi_2 + 54^\circ) \right] \right\}, \end{aligned} \quad (27)$$

початкові умови:

$$\varphi_{1/t=0} = 37,51^\circ, \quad \omega_{1/t=0} = 1,18087 \text{ с}^{-1}. \quad (28)$$

Кут $\varphi_1 = 37,51^\circ$ відповідає початку руху точки підвісу штанг угору. При цьому значенні кута φ_1 кривошип і шатун витягнуті в одну лінію. Оскільки розглядався тільки усталений рух верстата-гойдалки, то кутова швидкість кривошипа ω_1 при $t = 0$ була невідомою величиною. Вона була встановлена підбором на комп'ютері, виходячи з того, що кутова швидкість на початку руху точки підвісу штанг вгору і в кінці її ходу вниз повинні бути однаковими.

Для руху точки підвісу штанг вниз рівняння (1) і його початкові умови записуються так:

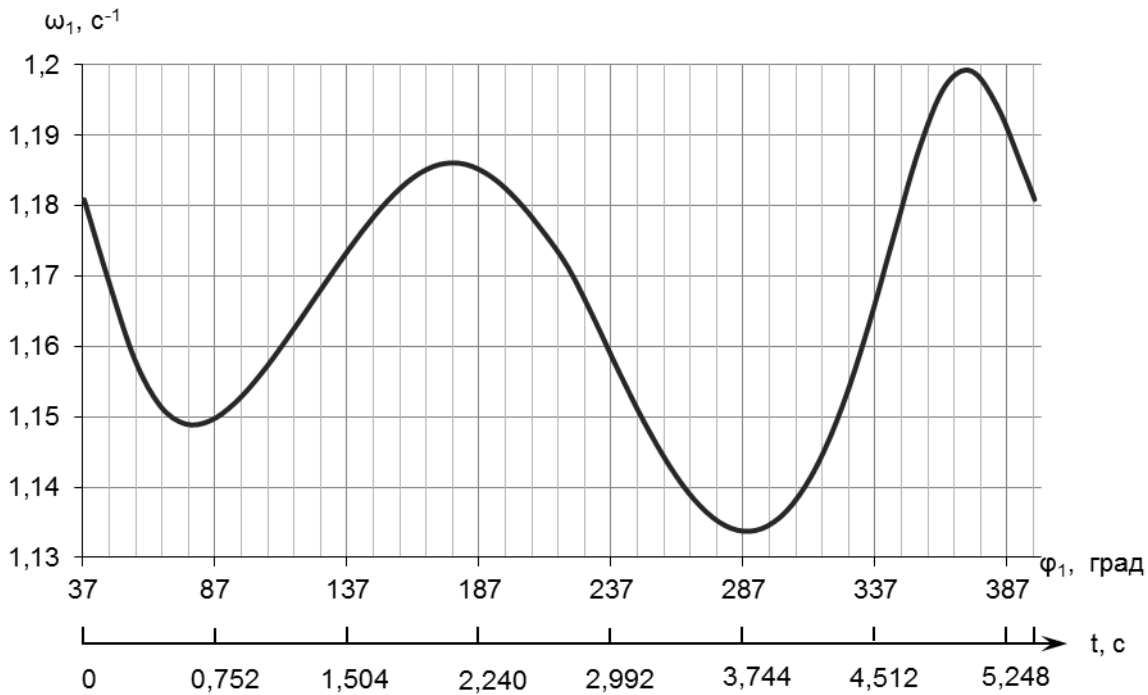


Рисунок 2 – Залежність кутової швидкості кривошипа верстата-гойдалки від кута його повороту (від часу)

$$\begin{aligned}
 & \left[66798,85 + 260 \left(\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1} \right)^2 + 44,306 \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 + \right. \\
 & \left. + 10185,9 \left(\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \right)^2 + 4477,85 \left(\frac{ds_D}{d\varphi_1} \right)^2 \right] \frac{d\omega_1}{dt} + \\
 & + \left[260 \left(\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2} + \frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2} \right) + \right. \\
 & + 44,306 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} + 10185,9 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2} + \\
 & \left. + 4477,85 \frac{ds_D}{d\varphi_1} \frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2} \right] \omega_1^2 = \\
 & = (7358,175 - 6269,922\omega_1) 133,848 + \\
 & + \left\{ 2725,5 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \cos(\varphi_3 + 54^\circ) - 132540,1 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} - \right. \\
 & \quad \left. - 69547,6 \cos(\varphi_1 + 54^\circ) - \right. \\
 & \left. 2550,6 \left[1,01 \cos(\varphi_1 + 54^\circ) + 1,5 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos(\varphi_2 + 54^\circ) \right] \right\}, \\
 & \varphi_{1/t=2,71} = 218,81^\circ. \quad (30)
 \end{aligned}$$

Рівняння (27) і (29) нелінійні диференціальні рівняння першого порядку зі змінними коефіцієнтами. Вони розв'язувалися числовим методом Адамса-Крилова [10] при використанні комп'ютерної програми. За отриманими ре-

зультатами побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа (рис. 2).

Як видно із рис. 2, не дивлячись на великий зведений момент інерції, обертальний рух кривошипа є досить нерівномірним. Найбільше кутове прискорення має місце при опусканні точки підвісу штанг. Наприклад, для $\varphi_1 = 343,89^\circ$, використовуючи результати роботи комп'ютерної програми, отримуємо $\varepsilon_1 = 0,09156 \text{ c}^{-2}$ і величина моменту сил інерції від постійної складової зведеного моменту інерції буде

$$M_{i1} = \varepsilon_1 I_{const} = 0,09156 \cdot 66798,85 = 6116,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

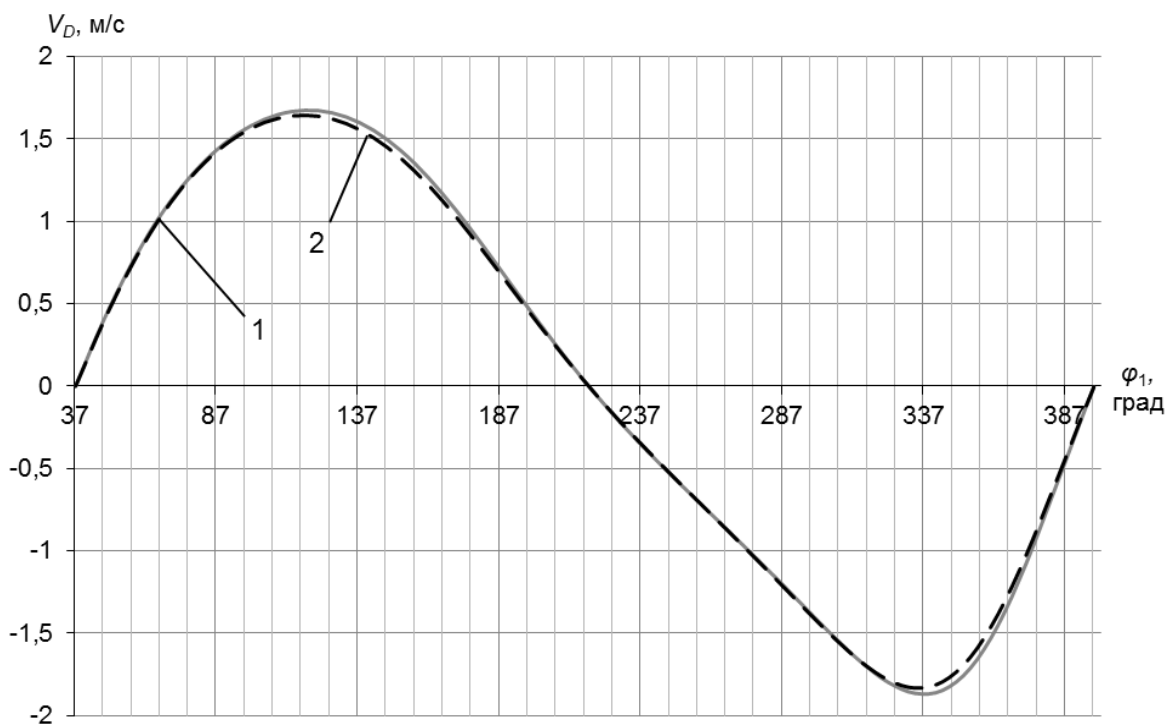
Нехтування нерівномірністю обертання кривошипа призводить до неврахування такого значного моменту, яким є момент M_{i1} , при дослідженні динамічних процесів в машині.

За допомогою тієї ж комп'ютерної програми була обчислена швидкість руху точки підвісу штанг при врахуванні нерівномірності обертання кривошипа і при прийнятті допущення його рівномірного обертання. Кутова швидкість рівномірного обертального руху кривошипа знаходилася при використанні номінальної частоти обертання ротора електродвигуна.

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30 u_p u_{nn}} = \frac{\pi \cdot 1460}{30 \cdot 37,18 \cdot \frac{900}{250}} = 1,14227 \text{ c}^{-1}.$$

Отримані при цьому результати представлені на рис. 3.

На рис. 3 суцільною лінією (крива 1) зображено швидкість точки підвісу штанг верстата-гойдалки при нерівномірному обертанні кривошипа, а пунктирною лінією (крива 2) – цю ж швидкість при рівномірному обертанні



1 – нерівномірне обертання кривошипа; 2 – рівномірне обертання кривошипа

Рисунок 3 – Залежність швидкості точки підвісу штанг від кута повороту кривошипа

кривошипа. Різниця між цими швидкостями помітна тільки в області екстремумів функції швидкості V_D і поблизу них.

За результатами виконаного дослідження можна зробити такі висновки:

– кутова швидкість обертання кривошипа є змінною величиною, неврахування цієї змінності призводить до нехтування моментом сил інерції, що відноситься до кривошипа, який має значну величину;

– нерівномірність обертання кривошипа мало впливає на швидкість руху точки підвісу штанг, а тому, якщо необхідно знайти швидкість руху точки підвісу штанг, то досить використати геометричні розміри верстата-гойдалки і постійну кутову швидкість кривошипа, яка розраховується через номінальну частоту обертання ротора електродвигуна;

– для отримання більш точних значень кутової швидкості вала кривошипа необхідно врахувати деформації колони штанг на початку руху точки підвісу штанг угору і вниз.

Перспективою для подальших досліджень є визначення кутової швидкості кривошипа з врахуванням деформацій колони штанг, які відбуваються при роботі верстата-гойдалки.

Література

1 Аливердизаде К.С. Балансирные индивидуальные приводы глубиннонасосной установки [Текст] / К.С. Аливердизаде. – Баку – Л.: Госгортехиздат, 1951. – 215 с.

2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин [Текст]: учебник для вузов / И.И. Артоболевский. – М.: Гостехиздат, 1951. – 704 с.

3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин [Текст]: учебник для студентов вузов / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение. – 584 с.

4. Зиновьев В. Аналитические методы расчета плоских механизмов [Текст] / В. Зиновьев. – М. – Л.: Гостехиздат, 1949. – 204 с.

5. Бойко В.С. Технология видобування нафти [Текст]: Підручник / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова зоря, 2012. – 827 с.

6. Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. Избранные труды [Текст] / А.С. Вирновский. – М.: Недра, 1971. – 184 с.

7. Молчанов Г.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа [Текст] / Г.В. Молчанов, А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.

8. Станки-качалки. Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. – 20 с.

9. Станки-качалки СК3-1,2-630, СК5-3-2500, СК6-2,1-2500, СК8-3,5-4000, СК12-2,5-4000, СК8-3,5-5600, СК10-3-5600. ГОСТ 5866-76. Паспорт. – Баку: АЗИНМАШ, 1981. – 60 с.

10. Фильчаков П.Ф. Численные и графические методы прикладной математики: Справочник [Текст] / П.Ф. Фильчаков. – К.: Наукова думка. 1970. – 745 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 14.11.13

Рекомендована до друку професором Івасівим В.М. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук Костівим В.В. (УМГ «Прикарпаттрансгаз», м. Івано-Франківськ)