

Технічні науки

УДК 622.692.4

Тутко Тетяна Феліксівна

кандидат технічних наук,

доцент кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Tutko Tetiana

PhD, Associate Professor of the Department of

transportation and storage energy carriers

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

Тутко Роман Андрійович

аспірант кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв

Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу

Tutko Roman

Graduate Student of the Department of

transportation and storage of energy carriers

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

ПРИСКОРЕННЯ ТОЧКИ ПІДВІСУ ШТАНГ ВЕРСТАТА- ГОЙДАЛКИ

ACCELERATION OF THE SUSPENSION POINT OF THE BARS OF THE SWING MACHINE

Анотація. При насосному видобуванні нафти в якості приводу експлуатаційної установки найчастіше використовують верстат-гойдалки. Для визначення інерційного навантаження на точку підвісу штанг верстата-гойдалки необхідно знати прискорення цієї точки. На даний момент на практиці застосовують різноманітні наближені

формули. У даній роботі запропоновано точний метод визначення прискорення цієї точки при використанні методу замкнутого векторного контуру для кривошипно-коромислового механізму, яким є механізм верстата-гойдалки.

Ключові слова: верстат-гойдалка, прискорення точки підвісу штанг.

Summary. In pumping oil extraction, rocking machines are most often used as a drive for an operational installation. In order to determine the inertial load on the point of suspension of the rods of the swing machine, it is necessary to know the acceleration of this point. Currently, various approximate formulas are used in practice. This paper proposes an accurate method for determining the acceleration of this point when using the closed vector circuit method for the crank-rocker mechanism, which is the mechanism of the machine-swing.

Key words: swing machine, acceleration of the bar suspension point.

Максимальне та мінімальне навантаження на точку підвісу штанг верстата-гойдалки можна визначити при складанні статистичного, вібраційного та інерційного навантажень. Для визначення інерційного навантаження потрібно знати прискорення точки підвісу штанг. У сучасній учбовій літературі при визначенні інерційного навантаження користуються наближеними формулами [1]. З метою більш точного визначення інерційного навантаження на точку підвісу штанг потрібне точне визначення прискорення точки підвісу штанг. У даній роботі розглядається точне визначення прискорення точки підвісу штанг.

Механізм верстата-гойдалки являє собою кривошипно-коромисловий механізм (рис. 1). Точка підвісу штанг – це нижня точка дотику канатної підвіски штанг з головою балансира (коромисла 3). На рис. 1 поверхня головки балансира, з якою контактує канатна підвіска, зображена у вигляді дуги радіуса DC . Прискорення точки підвісу штанг дорівнює тангенційному

прискоренню точки D коромисла, яке у свою чергу знаходиться як похідна швидкості точки D по часу. Для визначення швидкості точки D використовуємо метод замкнутого векторного контуру [2]

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{l}_0 + \vec{k}, \quad (1)$$

$$\text{де } l_0 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2}.$$

Проекціюємо рівняння (1) на осі декартової системи координат

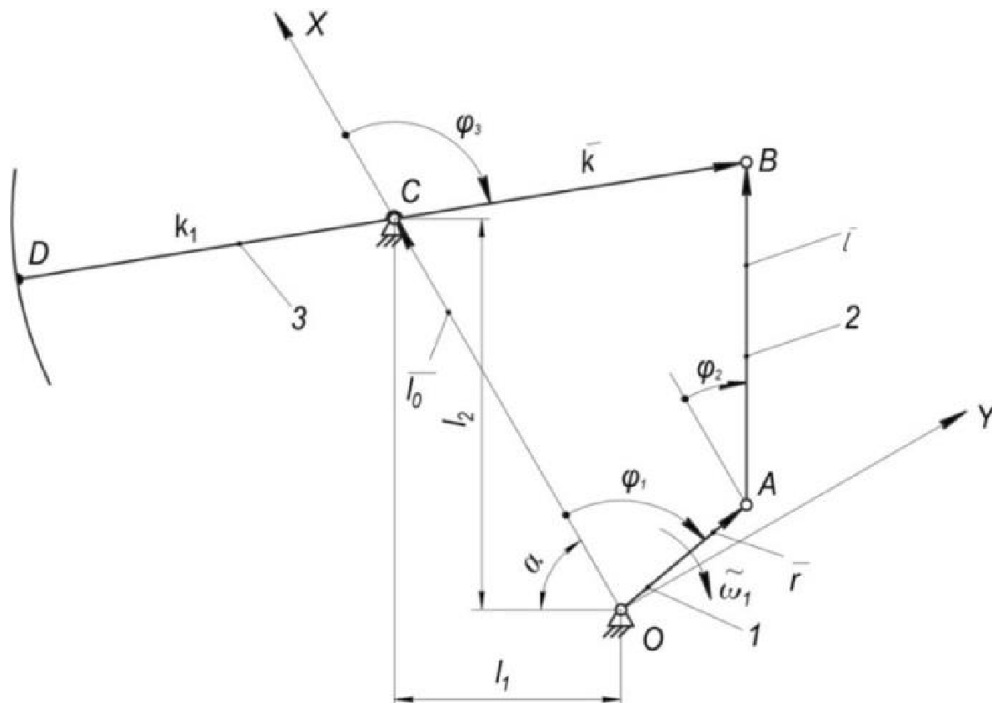
$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 &= l_0 + k \cos \varphi_3, \\ r \sin \varphi_1 + l \sin \varphi_2 &= k \sin \varphi_3. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Виключаємо з рівнянь (2) кут φ_2 , отримуємо

$$a = u \sin(\varphi_3 + \varphi_{30}), \quad (3)$$

$$\text{де } a = (k^2 + x^2 + y^2 - l^2)/(2k), \quad x = r \cos \varphi_1 - l_0,$$

$$y = r \sin \varphi_1, \quad u = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad \sin \varphi_{30} = x/u, \quad \cos \varphi_{30} = y/u.$$



1-кривошип; 2 – шатун; 3 – коромисло (балансир); 4 – канатна підвіска

Рис. 1. Структурна схема механізму верстата-гойдалки

З рівняння (3) маємо

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{a}{u} + \arccos \frac{y}{u} . \quad (4)$$

Першу передаточну функцію механізму і кутову швидкість балансира отримуємо у вигляді

$$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{a'u - au'}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}} , \quad (5)$$

$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \omega_1 , \quad (6)$$

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

$$u' = \frac{du}{d\varphi_1} = \frac{xx' + yy'}{u} .$$

Швидкість точки D дорівнюватиме

$$v_D = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \omega_1 k_1 . \quad (7)$$

Друга передаточна функція механізму у нашому випадку це $\frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2}$, а

кутове прискорення коромисла 3 буде $\varepsilon_3 = \frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} \omega_1^2$, оскільки $\omega_1 = const$.

Тангенційне прискорення точки D , а отже і прискорення точки підвісу штанг запишеться

$$a_M =_c a'_D = \frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 k_1 . \quad (8)$$

Другу передаточну функцію механізму отримуємо після повторного диференціювання аналітичного виразу (5) по φ_1

$$\frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{\left\{ (a''u - au'') - (a'u - au') \left[\frac{u'}{u} + \frac{(uu' - aa')}{u^2 - a^2} \right] \right\}}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{\left\{ (y''u - yu'') - (y'u - yu') \left[\frac{u'}{u} + \frac{(uu' - yy')}{u^2 - y^2} \right] \right\}}{u\sqrt{u^2 - y^2}} \quad (9)$$

де $a'' = \left[(x')^2 + (y')^2 + xx'' + yy'' \right] / k_1$, $x'' = -r \cos \varphi_1$, $y'' = -r \sin \varphi_1$,
 $u'' = \left\{ \left[(x')^2 + (y')^2 + xx'' + yy'' \right] - (xx' + yy') \right\} / u^2$.

В результаті формула для прискорення точки М підвісу штанг матиме такий вигляд:

$$a_M = \omega_1^2 k_1 \left\langle \frac{\left\{ (a''u - au'') - (a'u - au') \left[\frac{u'}{u} + \frac{(uu' - aa')}{u^2 - a^2} \right] \right\}}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{\left\{ (y''u - yu'') - (y'u - yu') \left[\frac{u'}{u} + \frac{(uu' - yy')}{u^2 - y^2} \right] \right\}}{u\sqrt{u^2 - y^2}} \right\rangle \quad (10)$$

При виконанні обчислення прискорення точки М за формулою (10) для верстата-гойдалки СК8-3,5-4000 паспортні дані якого такі [3]: $k_1 = 3500 \text{ мм}$; $k = 2500 \text{ мм}$; $r = 1010 \text{ мм}$ (взято один із можливих розмірів кривошипа); $l = 3000 \text{ мм}$; $l_1 = 2195 \text{ мм}$; $l_2 = 3000 \text{ мм}$. Згідно паспортних даних частота ходів верстата-гойдалки $n_1 \cong 10,9 \text{ хв}^{-1}$, що відповідає кутовій швидкості кривошипа $\omega_1 \approx 1,141445 \text{ с}^{-1}$. Отримані результати обчислень представлено на рисунку 2.

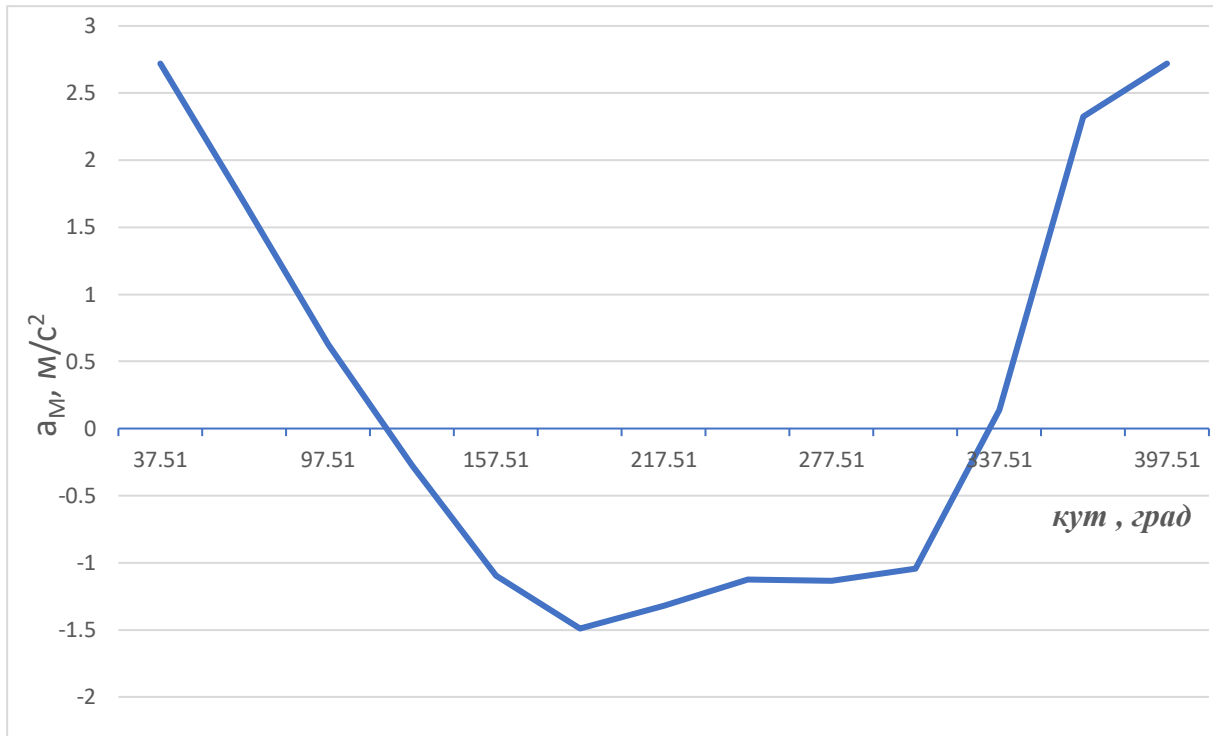


Рис. 2. Прискорення точки підвісу штанг верстата-гойдалки

Максимальне додатне прискорення точки підвісу штанг у даному випадку $a_M \approx 2,72 m/c^2$ відповідає куту повороту кривошипа $\varphi_1 \approx 37,51 град$, $\varphi_1 \approx 37,51 град$ а максимальне від'ємне за модулем $a_M \approx -1,4909 m/c^2$ настає при $\varphi_1 \approx 192,51 град$.

Висновки

1. Кут $\varphi_1 \cong 37,51 град$ - це кут, при якому кривошип і шатун механізму витягнуті в одну лінію. При цьому швидкість точки підвісу штанг рівна нулеві, а прискорення має максимальне значення. Сила інерції в цей момент викликає максимальне збільшення навантаження на точку підвісу штанг.

2. Якщо кут повороту кривошипа рівний $\varphi_1 \approx 37,51 град$, то має місце максимальне за модулем від'ємне прискорення, яке викликати максималне зменшення навантаження на точку підвісу штанг від сил інерції. Оскільки $\omega_1 = const$, то зрозуміло, що вказане зменшення

навантаження на точку підвісу штанг має місце при русі головки балансира вгору.

Література

1. Бойко В.С. Проектування та експлуатація нафтових свердловин. Івано-Франківськ : Нова зоря, 2011. 784 с.
2. Кореняко А.С. Теорія механізмів та машин. Київ : Вища школа, 1976. 444 с.
3. 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.