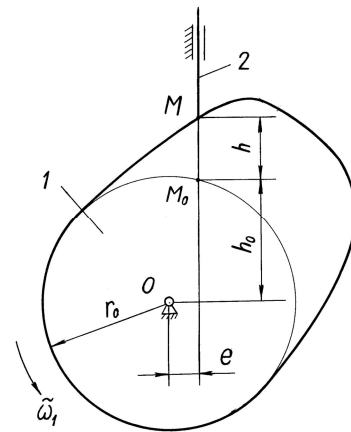


на дузі охоплення гальмівної стрічки. Наведено залежності для визначення раціонального кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки і експлуатаційні параметри гальма. Проведено порівняння запропонованої конструкції фрикційного вузла з серійним для бурової установки БУ-2500 ЭП.

Література

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-ва МГТУ им. Н.Э.Баумана и ГУП “Высшая школа”, 2000. – 550 с.
2. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.



1 – кулачок; 2 – штовхач

Рисунок 1 – Кулачковий механізм

3. Volchenko A., Storozh Y., Storozh B., Karyk R. Estimation of Band-Shoe Brake Performances for Drilling Winches // Buletin Cientific, XVII, Partea Fascicola: Mecanica, Tribologie,

УДК 621.835

ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНИХ РОЗМІРІВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ АНАЛІТИЧНИМ МЕТОДОМ

Ф.І.Стоцький, Т.Ф.Тутко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: slastor@ukr.net

В роботі пропонується уточнений аналітичний метод визначення мінімального радіуса кулачка для кулачкових механізмів з нетарельчатим толкателем, що рухається поступально. Цей метод порівняно з відомим наближеним аналітичним методом має перевагу, оскільки забезпечує точне визначення мінімального радіуса кулачка.

In activity the updated analytical method of definition of minimum radius of the cam for cam gears with the bearing thruster driving bodily is offered. This method as contrasted to by known approximated analytical method has advantage, as provides precise definition of minimum radius of the cam.

Кулачкові механізми належать до широко-розповсюджених механізмів у сучасній техніці (двигуни внутрішнього згоряння, поршневі компресори, машини-автомати, прилади тощо).

Основною величиною для проектування кулачкового механізму з нетарельчастим штовхачем, що рухається поступально, є допустимий кут тиску $\vartheta_{дон}$ [1, 2]. Головна задача при проектуванні механізму полягає у визначенні мінімального радіуса кулачка r_{min} , тобто такого найменшого радіуса початкового кола r_0 кулачка (рис. 1), при якому кут тиску ϑ не перевищуватиме допустиме значення $\vartheta_{дон}$, тобто в усіх положеннях механізму повинна бути справедлива нерівність

$$\vartheta \leq \vartheta_{дон} \quad (1)$$

Technologia Constructiilor de Masini. Baia Mare, 2003. – p. 285-290.

До останнього часу найпоширенішим методом проектування таких механізмів залишається графічний метод, який характеризується такими суттєвими недоліками:

- достатньо високою трудомісткістю;
- невисокою точністю результатів синтезу;
- неможливістю комп'ютеризації процесу проектування механізму.

Відомий наближений аналітичний метод визначення r_{min} [1] не забезпечує в багатьох випадках достатньої точності. Мета даної роботи полягає у розробці уточненого аналітичного методу визначення r_{min} , який забезпечував би потрібну точність. Вихідними даними для проектування є кут $\vartheta_{дон}$, закон руху штовхача і ряд його параметрів.

Як відомо [1, 2], кут тиску в даному випадку записується так:

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{v_{ш} / \omega_1 - e}{h_0 + h}, \quad (2)$$

де: $v_{ш}, \omega_1$ – швидкість руху штовхача і кутова швидкість кулачка;

h – віддалення штовхача від його нижнього положення;

e – ексцентриситет кулачкового механізму.

Величини в (2) за виключенням h_0 і h є алгебраїчними величинами. У правій системі координат $v_{ш} > 0$, якщо штовхач рухається вгору; $\omega_1 > 0$, якщо кулачок обертається проти годинникової стрілки; $e > 0$, якщо величина e розміщена праворуч відносно точки O (рис. 1). У протилежному випадку $v_{ш}, \omega_1$ і e будуть від’ємними. Величина $v_{ш} / \omega_1$ є першою передаточною функцією механізму (по-іншому, аналогом швидкості штовхача), тобто $v_{ш} / \omega_1 = dh/d\varphi$ (φ – кут повороту кулачка).

Як бачимо з (2), для аналітичного проектування механізму необхідно мати в аналітичному вигляді функції $h(\varphi)$ і $dh/d\varphi$. Одним із етапів проектування кулачкового механізму є вибір конкретного закону руху штовхача. Закон руху штовхача, як правило, задають за допомогою другої передаточної функції механізму $d^2h/d\varphi^2$ (інакше аналога прискорень штовхача).

На рис. 2 зображено закон руху штовхача механізму, при якому функція $d^2h/d\varphi^2$ при підніманні та опусканні штовхача є синусоїдою. Позначення, прийняті на рис. 2, означають:

$\varphi_n, \varphi_{\text{вс}}, \varphi_0$ – фазові кути повороту кулачка при підніманні штовхача, його верхньому вистості і опусканні;

$W_n^{(a)}, W_0^{(a)}$ – максимальні значення аналогів прискорення штовхача відповідно при його підніманні та опусканні;

$v_n^{(a)}, v_0^{(a)}$ – максимальні значення аналогів швидкостей штовхача при його підніманні та опусканні;

h_{max} – максимальний хід штовхача механізму.

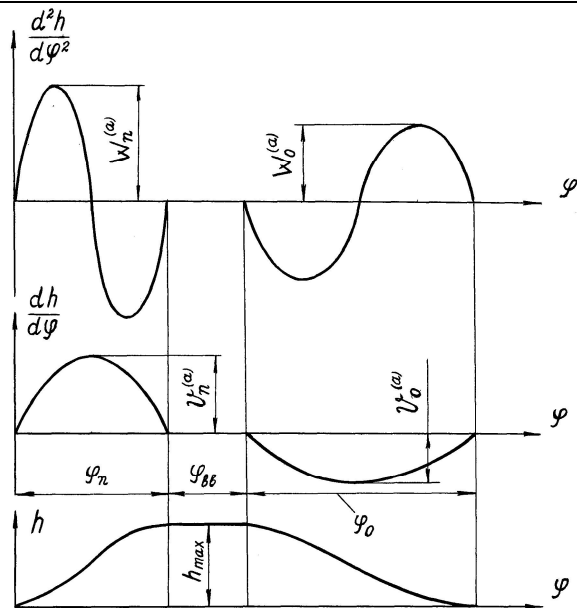


Рисунок 2 — Графіки руху штовхача кулачкового механізму

Аналітичні вирази для аналогів прискорення штовхача при його підніманні та опусканні в даному випадку можна записати у такому вигляді:

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = W_n^{(a)} \sin\left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right), \quad 0 \leq \varphi \leq \varphi_n; \quad (3)$$

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = -W_0^{(a)} \sin\left(2\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\text{вс}}}{\varphi_0}\right), \quad (4)$$

$$\varphi_n + \varphi_{\text{вс}} \leq \varphi \leq \varphi_n + \varphi_{\text{вс}} + \varphi_0.$$

У результаті інтегрування функцій (3) і (4) і представлення величин $W_n^{(a)}, W_0^{(a)}$ через h_{max} отримаємо:

а) для піднімання штовхача

$$h = \frac{h_{\text{max}}}{\varphi_n} \left[\varphi - \frac{\varphi_n}{2\pi} \sin\left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right) \right],$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = \frac{h_{\text{max}}}{\varphi_n} \left[1 - \cos\left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right) \right], \quad (5)$$

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = \frac{2\pi h_{\text{max}}}{\varphi_n^2} \sin\left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right);$$

б) для опускання штовхача

$$h = \frac{h_{\text{max}}}{\varphi_0} \left[\frac{\varphi_0}{2\pi} \sin\left(2\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\text{вс}}}{\varphi_0}\right) - (\varphi - \varphi_n - \varphi_{\text{вс}}) \right] + h_{\text{max}}; \quad (6)$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = \frac{h_{max}}{\varphi_0} \left[\cos \left(2\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\varphi\varphi}}{\varphi_0} \right) - 1 \right], \quad (7)$$

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = -\frac{2\pi h_{max}}{\varphi_0^2} \sin \left(2\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\varphi\varphi}}{\varphi_0} \right).$$

Формули (5), (6) і (7) використовуються при аналітичному визначенні r_{min} кулачкового механізму.

На рис. 3 зображено кінцевий етап графічного визначення r_{min} механізму. Відрізок M_0O зображує r_{min} кулачкового механізму і відповідає випадку кулачкового механізму з геометричним замиканням. Аналітичні викладки, що будуть у подальшому, стосуються механізмів з геометричним замиканням.

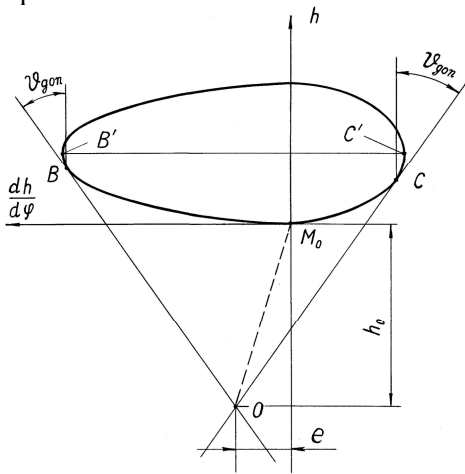


Рисунок 3 – Графічне визначення r_{min} механізму

Для механізму, що на рис. 1, умову проектування при підніманні та опусканні штовхача відповідно можна записати так:

$$tg \vartheta_{max} = tg \vartheta_{don}, \quad -tg \vartheta_{min} = tg \vartheta_{don}. \quad (8)$$

При наближеному аналітичному розв'язку задачі синтезу механізму, ідея якого, як уже згадувалося, дається в [1], приймають, що при підніманні штовхача і його опусканні відповідно мають місце рівняння

$$tg \vartheta_{max} \approx \frac{(v_{uu}/\omega_1)_{max} - e}{h_0 + h_M}, \quad (9)$$

$$tg \vartheta_{min} \approx \frac{(v_{uu}/\omega_1)_{min} - e}{h_0 + h_m},$$

де h_M, h_m – віддалення штовхача, що відповідає максимуму, мінімуму v_{uu}/ω_1 .

Підставляючи (9) в (8) і розв'язуючи одержані рівняння відносно h_0 і e , отримуємо

$$h_0 = -\frac{h_m + h_M}{2} + \frac{1}{2tg \vartheta_{don}} \times \left[\left(\frac{v_{uu}}{\omega_1} \right)_{max} - \left(\frac{v_{uu}}{\omega_1} \right)_{min} \right], \quad (10)$$

$$e = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{v_{uu}}{\omega_1} \right)_{max} + \left(\frac{v_{uu}}{\omega_1} \right)_{min} - (h_M - h_m) tg \vartheta_{don} \right]. \quad (11)$$

Для випадку синусоїдального закону зміни аналога прискорень штовхача із (5), (6) і (7) знаходимо

$$\left(\frac{v_{uu}}{\omega_1} \right)_{max} = \frac{2h_{max}}{\varphi_n}, \quad \left(\frac{v_{uu}}{\omega_1} \right)_{min} = -\frac{2h_{max}}{\varphi_0},$$

$$h_M = h_m = \frac{h_{max}}{2}. \quad (12)$$

Після підстановки (12) в (10) і (11) будемо мати

$$h_0 = \frac{h_{max}}{tg \vartheta_{don}} \left(\frac{1}{\varphi_n} + \frac{1}{\varphi_0} \right) - \frac{h_{max}}{2}, \quad (13)$$

$$e = h_{max} \left(\frac{1}{\varphi_n} - \frac{1}{\varphi_0} \right),$$

а мінімальний радіус механізму

$$r_{min} = \sqrt{h_0^2 + e^2}. \quad (14)$$

При обчисленні h_0 і e за формулами (13) одержимо занижене значення для r_{min} , оскільки при отриманні (13) було прийнято, що ϑ_{max} і ϑ_{min} мають місце в положеннях механізму, яким на рис. 3 відповідають точки B' і C' . Тим часом на рис. 3 наочно зображено, що в точці B кут тиску більший, ніж у точці B' , і аналогічно в точці C кут тиску менший, ніж у точці C' .

Розглянемо уточнений аналітичний метод визначення r_{min} . В положеннях механізму, яким відповідають на рис. 3 точки B і C , маємо кути тиску ϑ_{max} і ϑ_{min} при кутах повороту кулачка відповідно $\varphi = \varphi_1^{(n)} = \varphi_n(1 - \varepsilon_1)/2$, $\varphi = \varphi_1^{(0)} = \varphi_n + \varphi_{\varphi\varphi} + \varphi_0(1 + \varepsilon_2)/2$ (ε_1 і ε_2 – невідомі малі величини). Підставляємо $\varphi_1^{(n)}$ в (5), а $\varphi_1^{(0)}$ у (6) і (7) і після перетворень отримуємо

$$h_{/\varphi=\varphi_1^{(n)}} = 0,5h_{max}(1 - 2\varepsilon_1),$$

$$\frac{dh}{d\varphi} /_{\varphi=\varphi_1^{(n)}} = \frac{h_{max}}{\varphi_n} \left(2 - \frac{\pi^2 \varepsilon_1^2}{2} \right); \quad (15)$$

$$h_{/\varphi=\varphi_1^{(0)}} = 0,5h_{max}(1 - 2\varepsilon_2),$$

$$\frac{dh}{d\varphi} /_{\varphi=\varphi_1^{(0)}} = -\frac{h_{max}}{\varphi_0} \left(2 - \frac{\pi^2 \varepsilon_2^2}{2} \right). \quad (16)$$

Враховуючи (2), (15), (16) і (8), одержимо систему двох рівнянь

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}} &= \frac{h_{\max} (2 - 0,5\pi^2 \varepsilon_1^2) / \varphi_n - e}{h_0 + 0,5h_{\max} (1 - 2\varepsilon_1)}, \\ \operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}} &= \frac{h_{\max} (2 - 0,5\pi^2 \varepsilon_2^2) / \varphi_0 + e}{h_0 + 0,5h_{\max} (1 - 2\varepsilon_2)}. \end{aligned} \quad (17)$$

Розв'язуємо цю систему відносно h_0 і e

$$h_0 = 0,5h_{\max} \frac{\frac{2 - 0,5\pi^2 \varepsilon_1^2}{\varphi_n} + \frac{2 - \pi^2 \varepsilon_2^2}{\varphi_0}}{\operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}}} - 0,5h_{\max} (1 - \varepsilon_1 - \varepsilon_2); \quad (18)$$

$$e = 0,5h_{\max} \left[\frac{2 - 0,5\pi^2 \varepsilon_1^2}{\varphi_n} - \frac{2 - \pi^2 \varepsilon_2^2}{\varphi_0} \right] - 0,5h_{\max} (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}}. \quad (19)$$

Оскільки функція (2) має екстремуми при $\varphi = \varphi_1^{(n)}$ і $\varphi = \varphi_1^{(0)}$, то, взявши похідні цієї функції при підніманні та опусканні штовхача, прирівнявши їх до нуля і підставивши в утворені рівняння відповідно

$$\varphi = \varphi_1^{(n)} = \varphi_n (1 - \varepsilon_1) / 2$$

і

$$\varphi = \varphi_1^{(0)} = \varphi_n + \varphi_{\text{вв}} + \varphi_0 (1 + \varepsilon_2) / 2,$$

матимемо два квадратні рівняння, розв'язок яких має такий вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{e\varphi_n} (2h_0 + h_{\max}) - \\ &- \sqrt{\frac{1}{e^2\varphi_n^2} (2h_0 + h_{\max})^2 - \frac{4}{\pi^2 e} \left(\frac{2h_{\max}}{\varphi_n} - e \right)}; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= -\frac{h_{\max}}{e\varphi_0} \left(1 + \frac{2h_0}{h_{\max}} \right) + \\ &+ \sqrt{\frac{h_{\max}^2}{e^2\varphi_0^2} \left(1 + \frac{2h_0}{h_{\max}} \right)^2 + \frac{4}{\pi^2 e} \left(\frac{2h_{\max}}{\varphi_0} + e \right)}. \end{aligned} \quad (21)$$

Далі для знаходження h_0 і e користуємося методом послідовних наближень. За формулами (13) знаходимо h_0 і e і розглядаємо отримані значення як нульове наближення h_0 і e ($h_0^{(0)}$, $e^{(0)}$). Величини $h_0^{(0)}$ і $e^{(0)}$ підставляємо в (20) і (21) і знаходимо нульове наближення ε_1 і ε_2 ($\varepsilon_1^{(0)}$, $\varepsilon_2^{(0)}$), а користуючись ними, за формулами (18) і (19) визначаємо перше наближення величин h_0 і e ($h_0^{(1)}$, $e^{(1)}$). Після цього можна знайти друге наближення величин h_0 і e і т.д. Практика засвідчує, що можна обмежитись першим наближенням h_0 і e , оскільки

ки їх друге наближення практично не відрізняється від першого.

Такий же метод було використано при визначенні r_{\min} кулачкового механізму, в якому аналог прискорення штовхача змінюється за косинусоїдальним законом. У цьому випадку

функції $\frac{d^2h}{d\varphi^2}$, $\frac{dh}{d\varphi}$ і h мають такий вигляд:

а) при підйомі штовхача

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = \frac{\pi^2 h_{\max}}{2\varphi_n^2} \cos\left(\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right),$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = \frac{\pi h_{\max}}{2\varphi_n} \sin\left(\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right), \quad (22)$$

$$h = \frac{h_{\max}}{2} \left[1 - \cos\left(\pi \frac{\varphi}{\varphi_n}\right) \right];$$

б) при опусканні штовхача

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = -\frac{\pi^2 h_{\max}}{2\varphi_0^2} \cos\left(\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\text{вв}}}{\varphi_0}\right),$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = -\frac{\pi h_{\max}}{2\varphi_0} \sin\left(\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\text{вв}}}{\varphi_0}\right), \quad (23)$$

$$h = \frac{h_{\max}}{2} \left[1 + \cos\left(\pi \frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_{\text{вв}}}{\varphi_0}\right) \right].$$

Використовуючи наближений аналітичний метод, знайдено

$$e = \frac{\pi h_{\max}}{4} \left(\frac{1}{\varphi_n} - \frac{1}{\varphi_0} \right), \quad (24)$$

$$h_0 = \frac{\pi h_{\max}}{4 \operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}}} \left(\frac{1}{\varphi_n} + \frac{1}{\varphi_0} \right) - \frac{h_{\max}}{2}.$$

У результаті застосування уточненого аналітичного методу отримано формули для визначення h_0 і e через вихідні дані задачі синтезу кулачкового механізму і величини ε_1 і ε_2

$$\begin{aligned} h_0 &= \frac{\pi h_{\max}}{4 \operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}}} \left[\frac{1}{\varphi_n} \left(1 - \frac{\pi^2 \varepsilon_1^2}{8} \right) + \frac{1}{\varphi_0} \left(1 - \frac{\pi^2 \varepsilon_2^2}{8} \right) \right] - \\ &- \frac{h_{\max}}{8} (4 - \pi \varepsilon_1 - \pi \varepsilon_2), \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} e &= \frac{\pi h_{\max}}{4} \left[\frac{1}{\varphi_n} \left(1 - \frac{\pi^2 \varepsilon_1^2}{8} \right) - \frac{1}{\varphi_0} \left(1 - \frac{\pi^2 \varepsilon_2^2}{8} \right) \right] - \\ &- \frac{\pi h_{\max}}{8} (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \operatorname{tg} \vartheta_{\text{дон}}. \end{aligned} \quad (26)$$

У свою чергу величини ε_1 і ε_2 визначаються із таких алгебраїчних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\pi^4 \varepsilon_1^4}{64} + \frac{\pi \varphi_n e}{4h_{max}} \varepsilon_1^2 - \\ & - \left(\frac{2h_0}{h_{max}} + 1 \right) \frac{\pi \varepsilon_1}{2} + \left(1 - \frac{2\varphi_n e}{\pi h_{max}} \right) = 0, \\ & \frac{\pi^4 \varepsilon_2^4}{64} - \frac{\pi \varphi_0 e}{4h_{max}} \varepsilon_2^2 - \\ & - \left(\frac{2h_0}{h_{max}} + 1 \right) \frac{\pi \varepsilon_2}{2} + \left(1 - \frac{2\varphi_0 e}{\pi h_{max}} \right) = 0. \end{aligned} \right\} (27)$$

І в цьому випадку h_0 і e доцільно знаходити методом послідовних наближень.

З метою порівняння наближеного і уточненого аналітичних методів були проведені обчислення величин h_0 і e як для синусоїдального, так і косинусоїдального законів руху штовхача при таких вихідних даних: $h_{max} = 25$ мм, $\varphi_n = 90^\circ$, $\varphi_{ог} = 30^\circ$, $\varphi_0 = 120^\circ$, $\vartheta_{дон} = 30^\circ$, а також кутів тиску в ряді положень механізму, що відповідають підніманню та опусканню штовхача, в яких їх значення або екстремальні, або

близькі до них.

Для синусоїдального закону руху штовхача отримано такі результати:

а) наближений аналітичний метод
 $h_0 = 35,741$ мм, $e = 3,979$ мм;

б) уточнений аналітичний метод
 $h_0 = 37,081$ мм, $e = 3,868$ мм.

У випадку косинусоїдального закону руху штовхача при використанні наближеного аналітичного методу одержано $h_0 = 25,389$ мм, $e = 3,125$ мм, а при застосуванні методикою уточненого аналітичного методу $h_0 = 27,493$ мм, $e = 2,951$ мм.

Числові значення кутів тиску в кулачковому механізмі, що знайдені за результатами наближеного аналітичного синтезу, наведено в табл. 1, а за результатами уточненого аналітичного синтезу – у табл. 2. Виконані обчислення свідчать, що різниця між h_0 і e при наближеному і уточненому аналітичних методах їх знаходження в розглянутих задачах не є значною, але, не дивлячись на це, числові значення кутів тиску при синтезі механізму за методикою уточненого аналітичного методу (табл. 2) задово-

Таблиця 1 — Кути тиску в кулачковому механізмі (наближений аналітичний метод)

Синусоїдальний закон руху штовхача				Косинусоїдальний закон руху штовхача			
піднімання штовхача		опускання штовхача		піднімання штовхача		опускання штовхача	
кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град	кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град	кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град	кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град
45,0	30,00	180,0	-30,00	45,0	30,00	180,0	-30,00
44,0	30,25	181,0	-30,20	44,0	30,27	182,0	-30,40
43,5	30,36	182,0	-30,38	43,0	30,51	184,0	-30,76
43,0	30,44	183,0	-30,52	42,0	30,72	186,0	-31,06
42,5	30,51	184,0	-30,64	41,0	30,90	188,0	-31,31
42,0	30,56	185,0	-30,73	40,0	31,04	190,0	-31,50
41,5	30,59	186,0	-30,79	39,0	31,15	192,0	-31,63
41,0	30,61	187,0	-30,82	38,0	31,22	194,0	-31,69
40,5	30,61	188,0	-30,82	37,0	31,26	195,0	-31,70
40,0	30,59	188,5	-30,81	36,0	31,25	196,0	-31,69

Таблиця 2 — Кути тиску в кулачковому механізмі (уточнений аналітичний метод)

Синусоїдальний закон руху штовхача				Косинусоїдальний закон руху штовхача			
піднімання штовхача		опускання штовхача		піднімання штовхача		опускання штовхача	
кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град	кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град	кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град	кут повороту кулачка φ , град	кут тиску ϑ , град
45,0	29,42	180,0	-29,23	45,0	28,87	180,0	-28,49
44,0	29,67	181,0	-29,42	44,0	29,12	182,0	-28,85
43,5	29,76	182,0	-29,58	43,0	29,34	184,0	-29,17
43,0	29,84	183,0	-29,72	42,0	29,53	186,0	-29,44
42,5	29,91	184,0	-29,83	41,0	29,68	188,0	-29,66
42,0	29,95	185,0	-29,91	40,0	29,81	190,0	-29,81
41,5	29,98	186,0	-29,97	39,0	29,90	192,0	-29,91
41,0	30,00	187,0	-29,99	38,0	29,96	193,0	-29,93
40,5	29,99	187,5	-29,99	37,0	29,98	194,0	-29,94
40,0	29,97	188,0	-29,98	36,5	29,97	195,0	-29,93

ляють умові синтезу (1), тим часом методика наближеного аналітичного методу не забезпечує виконання умови (1) (табл. 1). У багатьох положеннях механізму кут тиску ϑ перевищує допустиме значення. Наприклад, у механізмі з косинусоїдальним законом руху штовхача при його опусканні це перевищення становить $1,7^\circ$ (табл. 1). Очевидно, що при інших вихідних даних, а також інших законах руху штовхача це перевищення може бути ще більшим.

Проведені дослідження дають підстави зробити такі висновки:

1) уточнений аналітичний метод забезпечує точне визначення величин h_0 і e , а отже і мінімального радіуса кулачка r_{\min} на відміну від наближеного аналітичного методу;

2) величина неспівпадання результатів наближеного і уточненого визначення h_0 і e залежить як від виду закону штовхача, так і його числових параметрів;

3) у випадку асиметричних законів руху штовхача, тобто таких, при яких максимуми аналогів швидкостей зміщені відносно середини фазових кутів, вказане неспівпадання може бути значним. Це означатиме, що наближений аналітичний метод є непридатний для визначення r_{\min} .

Уточнений аналітичний метод визначення r_{\min} можна поширити і на кулачкові механізми з силовим замиканням.

досвід зарубіжних вчених та фірм, що займаються розробкою конструкцій породоруйнівного інструменту, застосування методів математичного опису роботи долота і геометричного моделювання, використання потужного банку експериментальних даних для оптимізації його конструктивних параметрів вимагають переходу до створення автоматизованої системи проектування породоруйнівного інструменту, твердотілого тривимірного моделювання, кінематичного та динамічного аналізів його конструкції в інтерактивному режимі сучасної комп'ютерної графіки. Науково-дослідні роботи провідних фірм виробників породоруйнівного інструменту (Reed-Hycalog, Amoco, Huges Christensen, De Beers, Sumitomo, Schlumberger, Dennis Tools Co, Smith Inc Co та ін.) проводяться з використанням останніх досягнень технологічних та конструкторських рішень, комп'ютерного проектування і моделювання кінематики роботи долота, що є особливо важливим у зв'язку з

Література

1. Барсов Г.А., Безменова Л.В., Гродзенская Л.С. и др. Теория плоских механизмов и динамика машин. / Под ред. А.В. Желиговского. – М.: Высшая школа, 1961. – 336 с.

2. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.

високою вартістю породоруйнівного інструменту загалом, а алмазних доліт, зокрема. Сучасні

УДК 622.24.051

ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ КОМП'ЮТЕРНОЇ ГРАФІКИ ДЛЯ ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ПОРОДОРУЙНІВНОГО ІНСТРУМЕНТУ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ЙОГО РОБОТИ НА ВИБОЇ

О.Т.Драганчук, Т.О.Пригорюська

Укртрансгаз, м. Київ

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: spring@ifdtung.if.ua

Описаны методы конструирования породоразрушающего инструмента (алмазного долота) с помощью самых современных программ векторной компьютерной графики (SolidWorks, 3dStudioMax), обосновано возможности использования этих программ для визуализации конструирования инструментов и моделирования их работы на забое.

In the article there has been described methods of drill bits design (PDC-bits) by means of the most modern vector graphics programs, such as SolidWorks, 3dStudioMax. It has been founded the advantages of these programs usage for drilling tools design visualization and its face work modeling.

Для конструювання, вдосконалення і розробки нового породоруйнівного інструменту, враховуючи його високу вартість і той факт, що інструменти вітчизняного виробництва значно поступаються аналогічним зарубіжного виробництва, важливо здійснювати теоретичні дослідження з використанням сучасних досягнень у галузі інформаційних технологій. Як засвідчує

засоби комп'ютерної графіки дають змогу змодельовати роботу породоруйнівного інструменту, показати його рух у процесі буріння, форму отриманого вибою, зобразити вплив спрацювання інструменту та визначити приблизну величину проходки. Також має важливе значення той факт, що дані програми дають можливість зображати інструмент згідно з заданим законом