

НАФТОГАЗОПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.276.53.05-886

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ ОДНОПЛЕЧОГО ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ

Є.І.Крижанівський, **Б.Д.Малько**, В.Я.Попович

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264? 42453,
факс (03422) 42139, e-mail: rector@nung.edu.ua

Выполнено расчет кинематических характеристик исполнительного механизма с использованием ПЭОМ. Авторами предложены рекомендации относительно выбора новых схем станков-качалок.

The calculation of dynamic characteristics of is done using PC. The recommendations for new pumping unit selection are given by authors.

Під час розрахунку кінематичних характеристик виконавчого механізму одноплечого верстата-качалки на ПЕОМ доцільно використати метод векторних контурів.

Для існування такого механізму повинна виконуватись умова прокручування, яка більше відома під умовою Грасгофа:

$$r + d \leq l + k. \quad (1)$$

Виконавчий механізм одноплечого верстата-гойдалки (рис. 1) виконаний за схемою кривошипного чотириланкового механізму з геометричними розмірами: r – довжина кривошипа, l – довжина шатуна, k – довжиною коромисла механізму та d – відстань між опорами кривошипа та балансира.

Визначення геометричних розмірів виконавчого механізму проведемо вважаючи заданими: H – довжину ходу плунжера глибинного насоса; k_1 – довжину балансира та k – довжину коромисла.

Довжину кривошипа та шатуна визначаємо з системи рівнянь (рис. 1):

$$\begin{cases} O_1A_0 + A_0B_0 = O_1B_0 \\ A'B' - O_1A' = O_1B' \end{cases}, \quad (2)$$

де: $A_0B_0 = A'B'$, $O_1A_0 = O_1A'$;

$$O_1B_0 = \sqrt{X_B^2 + \left(Y_{O_2} + \frac{h_1}{2}\right)^2};$$

$$O_1B' = \sqrt{X_B^2 + \left(Y_{O_2} - \frac{h_1}{2}\right)^2};$$

$$h_1 = 2 \cdot k \cdot \sin\left(\frac{H}{2k_1}\right) - \text{переміщення точки В.}$$

З рівняння (2) отримаємо необхідні розміри шатуна та кривошипа:

$$\begin{aligned} r = O_1A &= \frac{O_1B_0 - O_1B'}{2}; \\ l = AB &= \frac{O_1B_0 + O_1B'}{2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Для визначення швидкостей та прискорень ланок виконавчого механізму запишемо рівняння векторного контуру O_1ABO_2 (рис. 2):

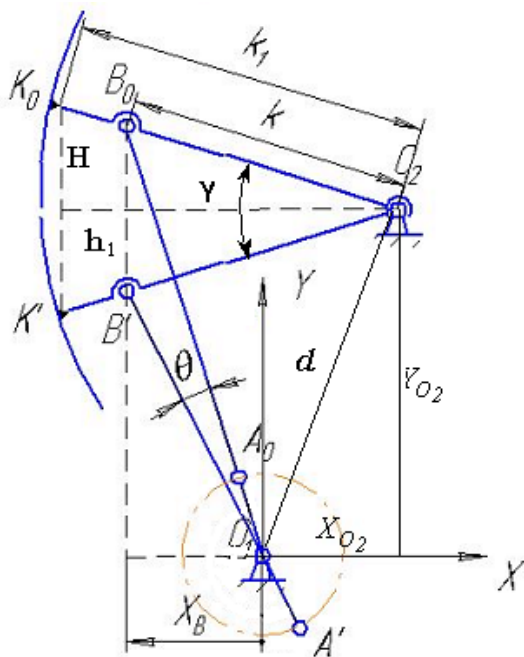


Рисунок 1 – Схема виконавчого механізму

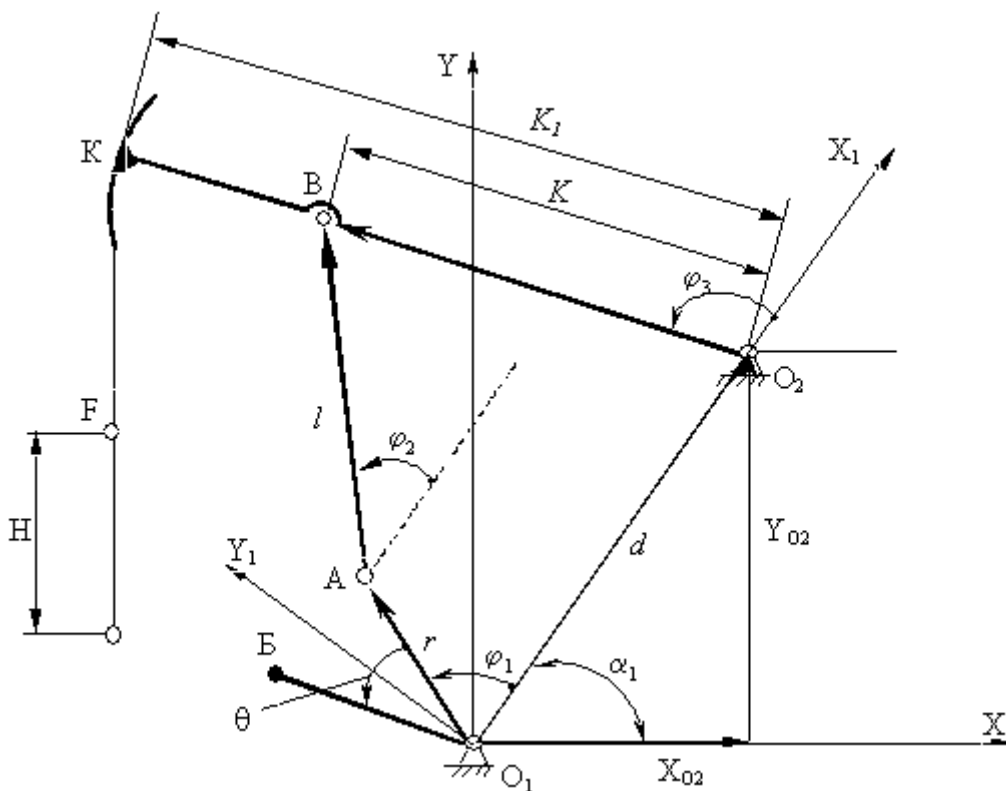


Рисунок 2 — Векторний контур механізму

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{d} + \vec{k}, \quad (4)$$

де $d = \sqrt{X_{O_2}^2 + Y_{O_2}^2}$.

Положення шатуна АВ та балансира ВС в будь-який момент часу однозначно визначаються кутами φ_2 та φ_3 , які є функціями кута φ_1 — положення кривошипа. Ці кути знаходимо спроектувавши рівняння (4) на осі координат допоміжної системи $X_1O_1Y_1$:

$$\begin{cases} r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 = d + k \cos \varphi_3, \\ r \sin \varphi_1 + l \sin \varphi_2 = k \sin \varphi_3, \end{cases} \quad (5)$$

Визначаємо функції положення ланок

$$\varphi_2 = \Pi_2(\varphi_1), \quad \varphi_3 = \Pi_3(\varphi_1).$$

Після розв'язку системи рівнянь (5) отримуємо

$$\varphi_2 = \arccos(a \cos \beta) - \beta; \quad (6)$$

$$\varphi_3 = \pi - \arccos(b \cos \beta) - \beta, \quad (7)$$

де: $a = \frac{l^2 + q^2 + p^2 - k^2}{2ql};$

$$b = \frac{q^2 + k^2 + p^2 - l^2}{2qk};$$

$$q = d - r \cos \varphi_1; \quad p = r \sin \varphi_1; \quad \frac{p}{q} = \operatorname{tg} \beta.$$

Для визначення кутових швидкостей шатуна і балансира диференціюємо систему рівнянь (5)

$$\begin{cases} -r\omega_1 \sin \varphi_1 - l\omega_2 \sin \varphi_2 = -k\omega_3 \sin \varphi_3, \\ r\omega_1 \cos \varphi_1 + l\omega_2 \cos \varphi_2 = k\omega_3 \cos \varphi_3, \end{cases} \quad (8)$$

Розв'язуємо систему рівнянь і отримуємо

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{r \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad (9)$$

$$\omega_3 = \omega_1 \cdot \frac{r \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{k \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (10)$$

Виділяємо передаточні функції швидкості (аналоги швидкості) ланок механізму

$$U_2 = \frac{r \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad U_3 = \frac{r \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{k \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (11)$$

Записуємо рівняння для кутових швидкостей

$$\omega_2 = \omega_1 U_2, \quad \omega_3 = \omega_1 U_3.$$

Диференціюємо систему рівнянь (8) і знаходимо прискорення ланок

$$\begin{cases} \varepsilon_2 = \varepsilon_1 U_2 + \omega_1^2 \cdot U_2' \\ \varepsilon_3 = \varepsilon_1 U_3 + \omega_1^2 \cdot U_3' \end{cases}, \quad (12)$$

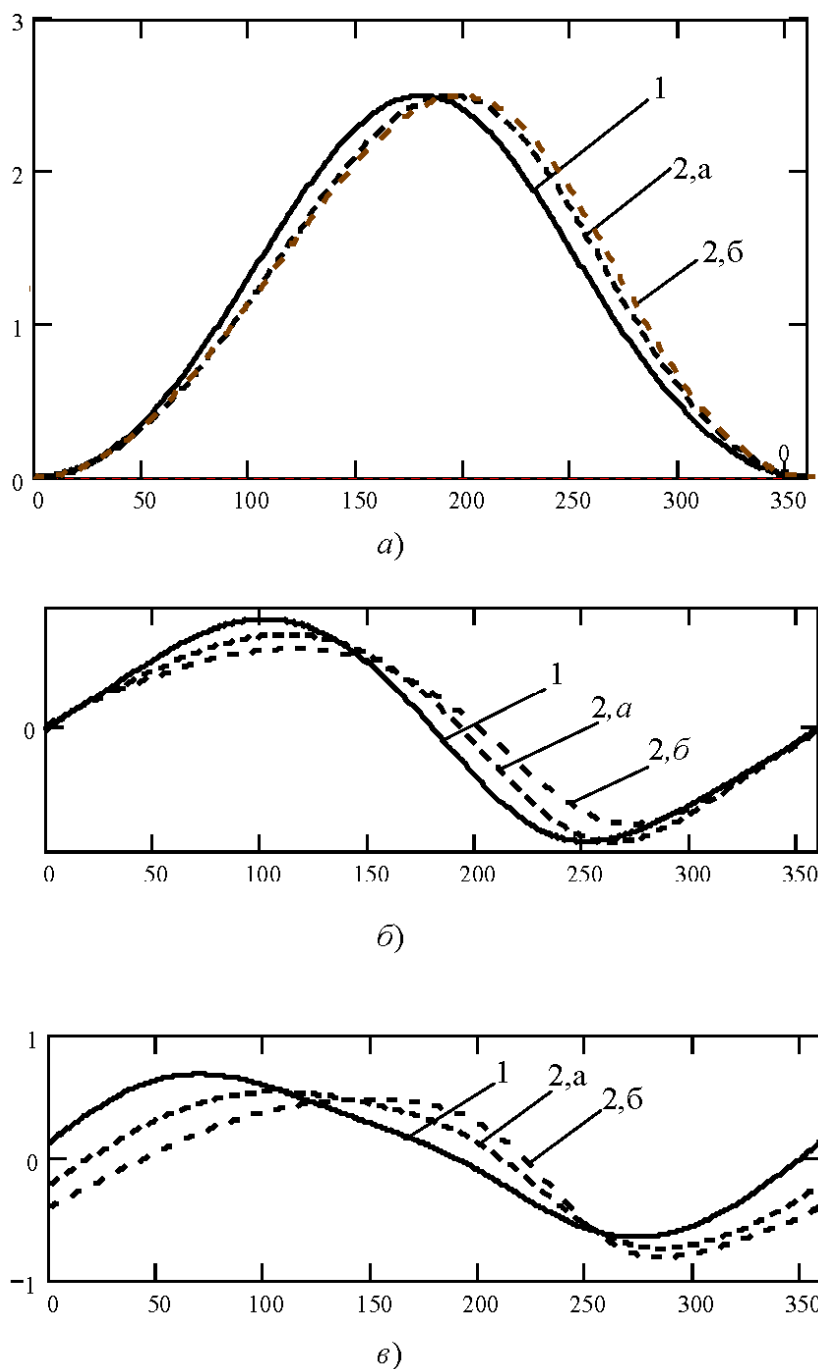
де:

$$U_2' = \left[r(1 - U_3) \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \sin(\varphi_2 - \varphi_3) - (U_2 - U_3) \cos(\varphi_2 - \varphi_3) \sin(\varphi_1 - \varphi_3) \right] \times \quad (13)$$

$$\times \left[l \sin^2(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^{-1};$$

$$U_3' = \left[r(U_2 - 1) \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \sin(\varphi_2 - \varphi_3) - (U_2 - U_3) \cos(\varphi_2 - \varphi_3) \sin(\varphi_2 - \varphi_1) \right] \times \quad (14)$$

$$\times \left[k \sin^2(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^{-1}.$$



**а) переміщення; б) швидкості; в) прискорення
(1 – аксіальний механізм, 2 – дезаксіальний механізм)**

Рисунок 3 — Графіки зміни кінематичних характеристик точки підвіски штанг

Положення ланок в основній системі координат визначаємо кутами α_2 і α_3

$$\alpha_2 = \varphi_2 + \alpha_1; \quad \alpha_3 = \varphi_3 + \alpha_1, \quad (15)$$

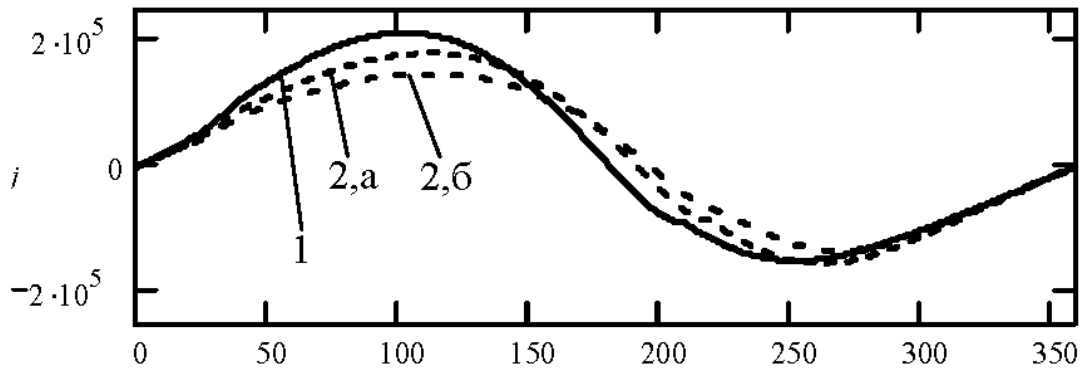
де: $\alpha_1 = \arctg \frac{Y_{O_2}}{X_{O_2}}$.

Рівняння (6)-(15) описують геометричні і кінематичні характеристики виконавчого механізму одноплечого верстата-гойдалки.

Швидкість і прискорення точки підвісу штанг – точки К має значення

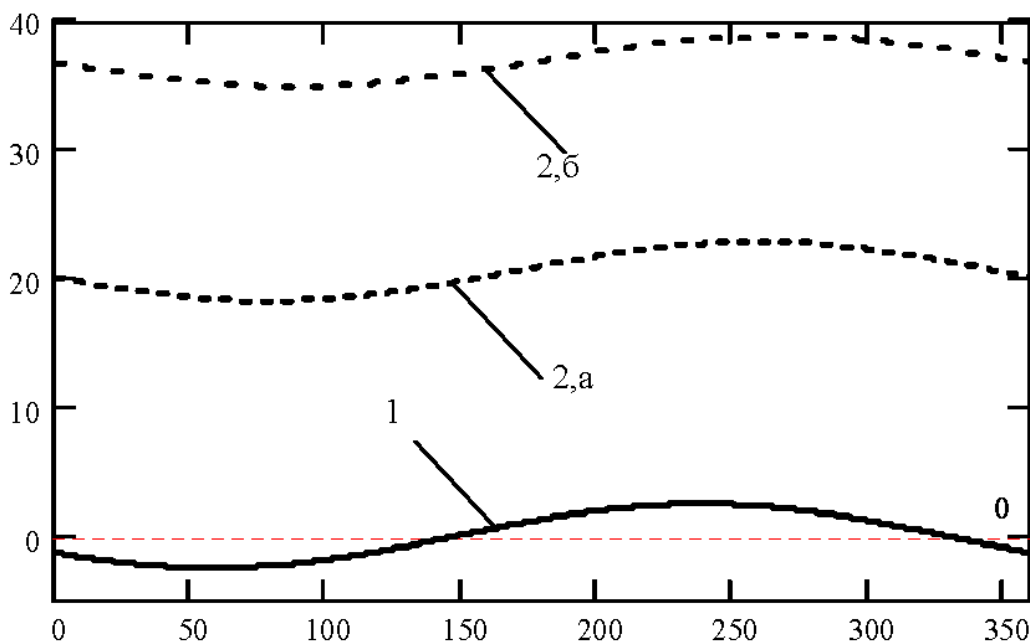
$$\begin{cases} V_K = \omega_3 \cdot l_{O_2K} = \omega_1 \cdot U_3 \cdot l_{O_2K} \\ a_K = \varepsilon_3 \cdot l_{O_2K} = (\varepsilon_1 \cdot U_3 + \omega_1^2 \cdot U_3') \cdot l_{O_2K} \end{cases} \quad (16)$$

На рисунку 3 зображено графіки кінематичних характеристик точки підвіски штанг верстата-гойдалки, діапазон значень яких отримано за допомогою наведених вище рівнянь при зміні відстані X_{O_2} . Як базові розміри прийнято геометричні характеристики виконавчого механізму верстата-гойдалки Mark II американської фірми Lufkin.



(2, а – $r=1,068\text{ м}$, $l=4,3\text{ м}$, $X_{O_2}=5,0\text{ м}$; 2, б – $r=0,908\text{ м}$, $l=5,048\text{ м}$, $X_{O_2}=3,5\text{ м}$)
1 – аксіальний механізм; 2 – дезаксіальний механізм

Рисунок 4 — Графіки моментів на кривошипі



(2, а – $r=1,068\text{ м}$, $l=4,3\text{ м}$, $X_{O_2}=5,0\text{ м}$; 2, б – $r=0,908\text{ м}$, $l=5,048\text{ м}$, $X_{O_2}=3,5\text{ м}$)
1 – аксіальний механізм; 2 – дезаксіальний механізм

Рисунок 5 — Графіки зміни кута тиску

З наведених графіків бачимо, що геометричні розміри кривошипа, шатуна і відстані між опорами балансира та кривошипа суттєво впливають на форму графіків переміщення, швидкості та прискорення точки підвіски штанг: при переході від аксіального механізму до дезаксіальних (2, а – $X_{O_2}=5,0\text{ м}$; 2, б – $X_{O_2}=3,5\text{ м}$) довжина робочого ходу збільшується, екстремуми швидкості та прискорення зменшуються.

Важливість вірного вибору геометричних розмірів ланок верстата-гойдалки та їх впливу на кінематичні характеристики пов'язана з тим, що кінематика виконавчого механізму впливає на екстремуми навантаження, що діє в точці підвіски штанг та крутний момент на кривошипі. На рисунку 4 зображено графіки зміни кру-

тного моменту на кривошипі. Наведені графіки підтверджують вище сказане.

Але слід врахувати те, що при збільшенні дезаксіалу механізму зростає кут тиску – кут між напрямком швидкості балансира та шатуна (рисунок 5). Збільшення кута тиску призводить, в свою чергу, до збільшення навантаження на шатун.

Отже, при розробці нових схем верстатів гойдалок необхідно:

1 Вибирати схему виконавчого механізму, яка забезпечує найменші максимальні значення швидкості та прискорення точки підвіски штанг.

2 Домогтися найкращого поєднання мінімальних кінематичних характеристик виконавчого механізму з мінімальними значеннями кута тиску.