

УДК 622.242.001.24 (075.8)

**АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОДАЧІ ПОРШНЕВИХ
БУРОВИХ НАСОСІВ****В. Т. Іващенко, М. М. Лях, І. Ф. Концур**

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ. вул. Карпатська, 15;
тел.+380 (342) 72-71-47; e-mail:mechmash@iung.edu.ua*

В статті викладено аналіз досліджень подачі поршневих бурових насосів. На основі результатів досліджень отримано залежності для визначення коефіцієнтів нерівномірності та ступіні нерівномірності подачі насосів односторонньої та двосторонньої дії. Одночасно проведено аналіз розрахунків коефіцієнта надлишкової подачі, що є основним показником насоса, за яким визначається кількісна характеристика нерівномірності подачі і параметри компенсаторів пульсації тиску.

Розглянуто питання миттєвої подачі насосів різної кратності дії з урахуванням конструктивних особливостей і кутів запізнення відкриття та закриття клапанів.

Запропоновано конструктивну схему для зниження пульсації подачі насоса та підвищення його ефективності роботи.

Ключові слова: *подача, насос, клапан, поршень, коефіцієнт нерівномірності подачі, ступінь нерівномірності подачі, коефіцієнт надлишкової подачі.*

Кінематика бурових насосів. Задачею кінематичного розрахунку насосів є визначення переміщення, швидкості і прискорення поршня в залежності від кута повороту корінного вала. При кінематичному розрахунку виконують попередній вибір геометричних параметрів кривошипно-повзунного механізму (рис.1). Радіус кривошипа r дорівнює половині довжини ходу поршня S , а довжина шатуна вибирається виходячи із обмеження габаритів насоса і нормального зусилля в повзуні. Із збільшенням довжини шатуна l зменшується кут β між шатуном і віссю циліндра, а також зусилля в шатуні $F_{ш}$ і нормальне зусилля N в повзуні.

При рівномірному обертанні кут повороту кривошипа φ за проміжок часу t

$$\varphi = \omega t, \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа.

Повзун і поршень при повороті кривошипа на кут φ переміщуються із крайнього положення на відстань

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta). \quad (2)$$

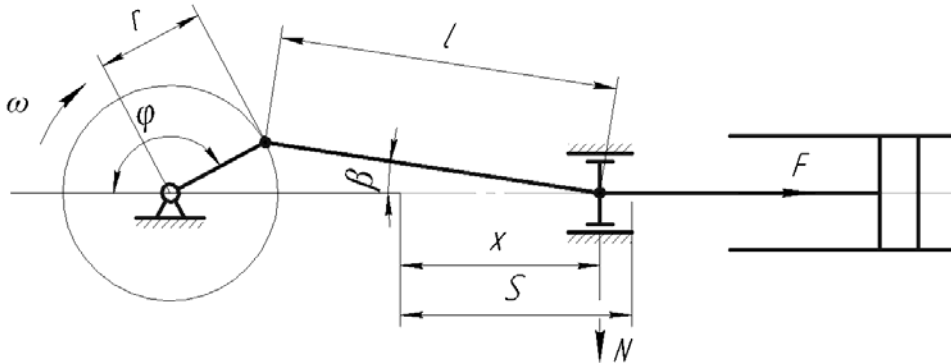


Рис. 1 Схема кривошипно-повзунного механізму

Враховуючи, що у бурових насосах відношення довжин кривошипа і шатуна знаходиться у межах: $r/l = 0,15 \dots 0,20$, то вираз (2) може бути приведений до вигляду

$$x = r(1 - \cos \varphi + 0,5\lambda \sin^2 \varphi), \quad (3)$$

де $\lambda = r/l$.

Диференціюючи рівняння (3) одержимо формули для визначення миттєвої швидкості v і прискорення a поршня

$$v = r\omega(\sin \omega t + 0,5\lambda \sin 2\omega t). \quad (4)$$

$$a = r\omega^2(\cos \omega t + \lambda \cos^2 \omega t). \quad (5)$$

Середня швидкість поршня

$$v_c = 2Sn, \quad (6)$$

де $S = 2r$ – довжина ходу поршня; n – частота обертання корінного вала.

Подача поршневих насосів. Об'єм робочої камери насоса односторонньої дії

$$V = A_{\Pi}S, \quad (7)$$

де $A_{\Pi} = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа поршня діаметром d , S – хід поршня.

Середня теоретична подача такого насоса пропорційна об'єму робочої камери, частоті ходів поршня за одиницю часу (частоті обертання корінного вала) і числу циліндрів z

$$Q_{mc} = Vz n = A_{\Pi} S z n. \quad (8)$$

Якщо насос двосторонньої дії, то за кожен оберт корінного вала подача здійснюється поршневою і штоковою камерами.

Об'єм штокової камери

$$V_{ш} = (A_{\Pi} - A_{ш})S, \quad (9)$$

де $A_{ш}$ – площа поперечного перерізу штока.

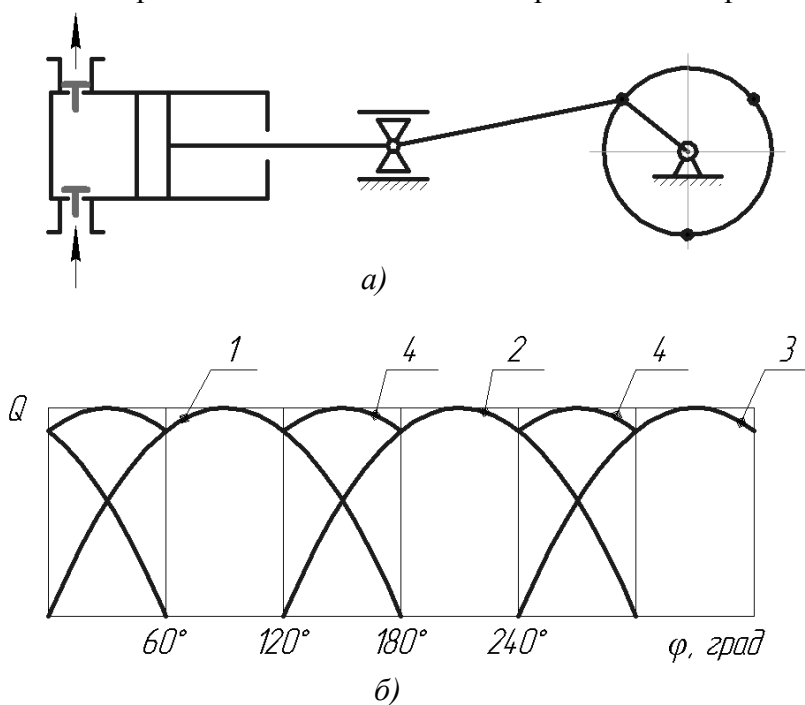
Середня теоретична подача багатоциліндрового насоса двосторонньої дії

$$Q_{mc} = (V + V_{uz})zn = (2A_{\Pi} - A_{uz})Szn. \quad (10)$$

При рівномірному обертанні корінного вала подача рідини, як і швидкість поршня, змінюються за синусоїдою (без урахування кінцевої довжини шатуна)

$$Q_i = r\omega A_{\Pi} \sin \omega t. \quad (11)$$

Миттєве значення подачі багатоциліндрового насоса залежить від числа циліндрів z і числа робочих камер односторонньої або двосторонньої дії. У насосах односторонньої дії (рис. 2) миттєва подача визначається числом циліндрів, а у насосах двосторонньої дії (рис. 3) – числом циліндрів і співвідношенням діаметрів штока і поршня.



1, 2, 3 – крива миттєвої подачі робочих камер;
4 – крива сумарної миттєвої подачі робочих камер

Рис. 2. Кінематична схема (а) і графік миттєвої подачі (б) трипоршневого насоса односторонньої дії

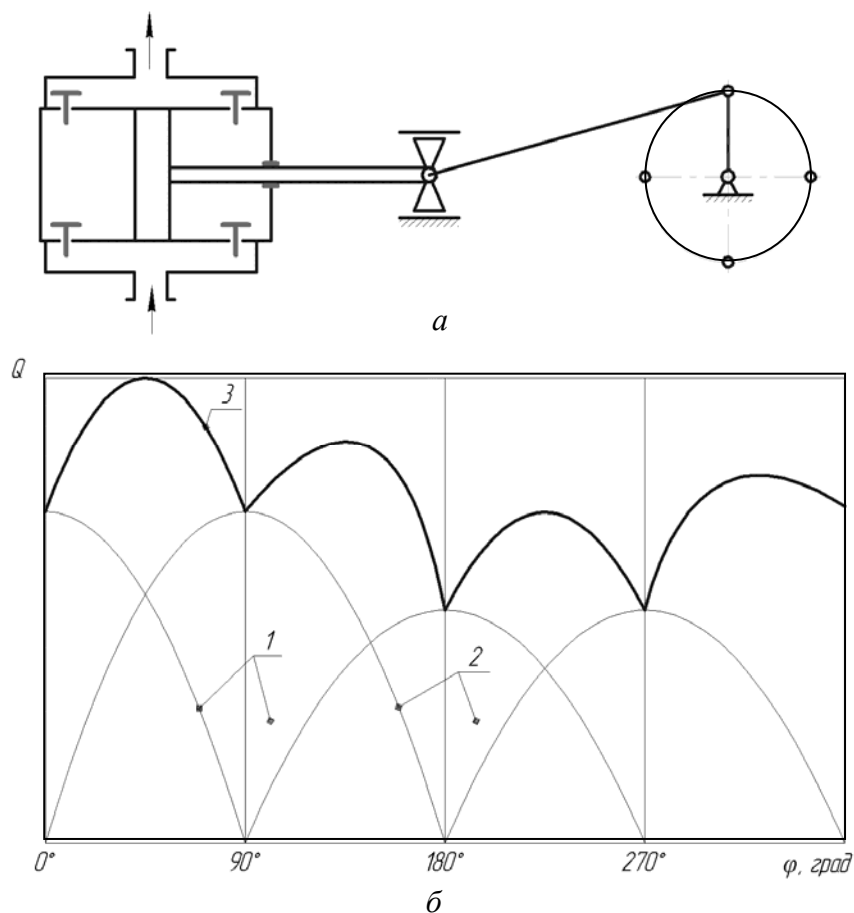
Миттєва подача багатоциліндрових насосів характеризується коефіцієнтами нерівномірності і надлишкової подачі, а також ступінню нерівномірності подачі.

Коефіцієнт нерівномірності подачі визначається як відношення найбільшої і найменшої подач до середньої подачі

$$\sigma = \frac{Q_{m.max} - Q_{m.min}}{Q_{m.c}}, \quad (12)$$

де: $Q_{m.max}$; $Q_{m.min}$ – максимальна і мінімальна миттєві теоретичні подачі; $Q_{m.c.}$ – середня теоретична подача.

Так, коефіцієнт нерівномірності подачі насоса односторонньої дії – $\pi = 3,14$, а двопоршневого (односторонньої дії) – $0,5\pi = 1,57$.



1 – подача безштокової камери; 2 – подача штокової камери;
3 – сумарна миттєва подача

Рис. 3. Кінематична схема (а) і графік миттєвої подачі (б) двопоршневого насоса двосторонньої дії

Коефіцієнт надлишкової подачі дорівнює відношенню надлишкового ΔV і середнього V_c об'єму подачі за діапазон повороту корінного вала

$$K = \frac{\Delta V}{V_c}. \quad (13)$$

Коефіцієнт надлишкової подачі трициліндрового насоса односторонньої дії $K = 0,009$, а чотирициліндрового односторонньої дії – $0,042$.

Ступінь нерівномірності подачі визначається як відношення найбільшої і середньої подачі

$$\psi = \frac{Q_{m.max}}{Q_{m.c}} \quad (14)$$

Значення і формули для визначення коефіцієнта і ступеня нерівномірності подачі одно-, дво- і трициліндрових насосів односторонньої і двосторонньої дії наведені в табл. 1.

Внаслідок запізнювання відкриття клапанів, що досягає у бурових насосах $20^0 \dots 30^0$, нерівномірність їх подачі різко збільшується.

Таблиця 1. Коефіцієнт (σ) і ступінь (ψ) нерівномірності подачі насосів

Число поршнів z	Коефіцієнт нерівномірності подачі насосів		Ступінь нерівномірності подачі насосів	
	Односторонньої дії	Двосторонньої дії	Односторонньої дії	Двосторонньої дії
1	π	$\frac{\pi}{1+a}$	π	$\frac{\pi}{1+a}$
2	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{2} \frac{2 \sin \frac{\pi}{4} - a^*}{1+a}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi \sin \frac{\pi}{4}}{1+a}$
3	$\frac{\pi \left(1 - \sin \frac{\pi}{3}\right)}{3}$	$\frac{\pi \left(1 - \sin \frac{\pi}{3}\right)}{3}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{3}$

Примітка: параметр (a) дорівнює відношенню площ поршнів зі сторони штокової і поршневої порожнин (для насосів двосторонньої дії), тобто $a = (A_{II} - A_{III}) / A_{II}$.

Шляхом розкладання у гармонічний ряд подачі поршневого насоса визначені безрозмірні амплітуди пульсації подачі з урахуванням числа робочих камер, діаметра штоку, кінцевої довжини шатуна і кутів запізнювання відкриття клапанів.

Враховуючи, що кут запізнювання відкриття клапанів $\varphi_3 < 0,5\pi$, в табл. 2 і 3 наведені уточнені коефіцієнт і ступінь нерівномірності подачі одно-, дво- і трипоршневого насосів одно- і двосторонньої дії.

На рис. 4. наведені графіки залежності зазначених вище коефіцієнтів від кута запізнювання відкриття клапана. Як бачимо, нерівномірність подачі трипоршневого насоса односторонньої дії різко зростає зі збільшенням кута запізнювання відкриття клапанів, а двопоршневого насоса односторонньої дії – зі збільшенням діаметра штоку.

Таблиця 2. Уточнений коефіцієнт нерівномірності подачі насосів

Число поршнів, z	Коефіцієнт нерівномірності подачі насосів:	
	Односторонньої дії	Двосторонньої дії
1	$\frac{2\pi}{1 + \cos \varphi_3}$	$\frac{2\pi}{(1+a)(1 + \cos \varphi_3)}$
2	$\frac{\pi}{1 + \cos \varphi_3}$	$\pi \frac{2 \sin \frac{\pi}{4} - a \sin \left(\frac{\pi}{2} + \varphi_3 \right)}{(1+a)(1 + \cos \varphi_3)}$
3	$2\pi \frac{1 - \sin \left(\frac{2\pi}{3} + \varphi_3 \right)}{3(1 + \cos \varphi_3)}$	$2\pi \frac{1 - \sin \left(\frac{2\pi}{3} + \varphi_3 \right) + a \left[1 - \sin \left(\frac{\pi}{3} + \varphi_3 \right) \right]}{(1+a)(1 + \cos \varphi_3)}$

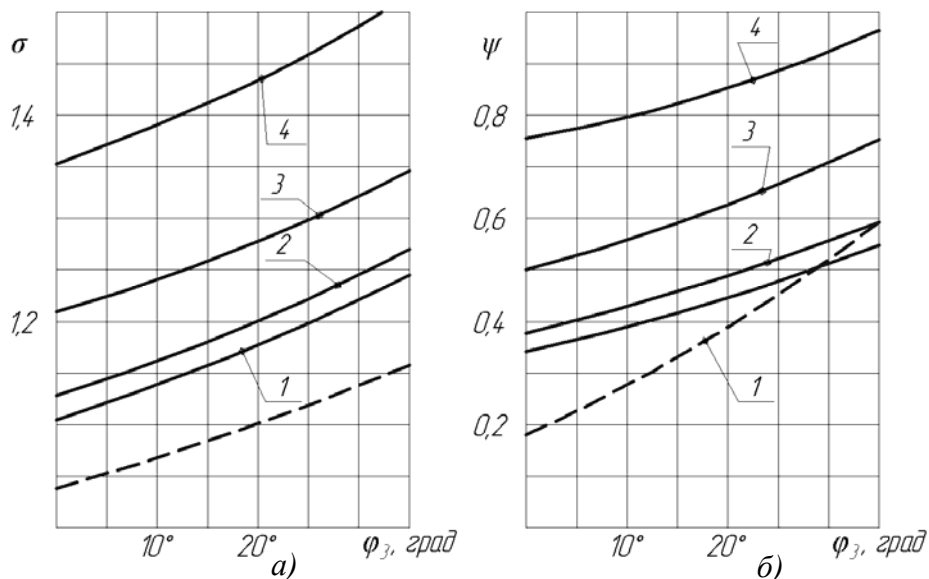
Таблиця 3. Уточнена ступінь нерівномірності подачі насосів

Число поршнів, z	Ступінь нерівномірності подачі насосів:	
	Односторонньої дії	Двосторонньої дії
1	$\frac{2\pi}{1 + \cos \varphi_3}$	$\frac{2\pi}{(1+a)(1 + \cos \varphi_3)}$
2	$\frac{\pi}{1 + \cos \varphi_3}$	$\frac{2\pi \sin \frac{\pi}{4}}{(1+a)(1 + \cos \varphi_3)}$
3	$\frac{2\pi}{3(1 + \cos \varphi_3)}$	$\frac{2\pi}{3(1 + \cos \varphi_3)}$

Коефіцієнт надлишкової подачі $K_{НП}$ є основним показником насоса, за яким визначається кількісна характеристика нерівномірності подачі і параметри гасителів пульсації тиску. Зазначений коефіцієнт з урахуванням діаметра штока, довжини шатуна і кутів запізнювання відкриття клапанів може бути визначений за наступною формулою

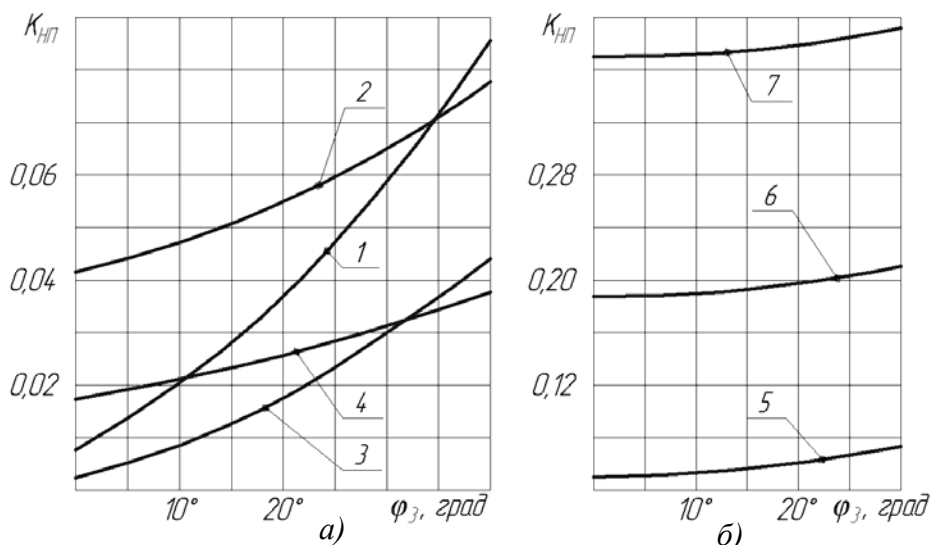
$$K_{НП} = \frac{(1+ai)(1 + \cos \varphi_3)z}{2\pi} \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\gamma_k}{K_0}, \quad (15)$$

де: $\gamma_k = \sqrt{(\alpha_k + \alpha_{\lambda k})^2 + (\beta_k + \beta_{\lambda k})^2}$ – безрозмірна амплітуда пульсації подачі k -ої гармоніки; $\alpha_k, \alpha_{\lambda k}, \beta_k, \beta_{\lambda k}$ – безрозмірні амплітуди подачі; $K_0 = k$, при $z = 1$; $z = 2$ та $i = 1$; $K_0 = kz$ – для решти насосів.



1 – $m=0$; 2 – $m=0,2$; 3 – $m=0,4$; 4 – $m=0,6$
 (m – відношення діаметрів штока і поршня)

Рис. 4. Ступінь (а) і коефіцієнт (б) нерівномірності подачі насосів двопоршневих двосторонньої дії (—) і трипоршневих односторонньої дії (---)



1, 2, 3 і 4 – відповідно для насосів з числом поршнів 3, 4, 5 і 6;
 5, 6 і 7 – при відношенні діаметрів штока і поршня 0; 0,2 і 0,4

Рис. 5. Коефіцієнт надлишкової подачі насосів односторонньої дії (а) і двопоршневих двосторонньої дії (б)

Миттєва подача поршневих насосів. Нерівномірність подачі і тиску поршневих насосів, крім числа циліндрів і кратності дії поршнів, залежить від довжини шатуна, діаметра штоку (для насосів двосторонньої дії) і кутів запізнення відкриття і закриття клапанів, тобто від конструктивно-кінематичних особливостей насоса. Нерівномірність тиску залежить також і від схеми компоновки трубопровідної системи. Враховуючи, що кути запізнення відкриття і закриття клапанів в основному, визначаються властивостями робочої рідини, тиском нагнітання, нерівномірність подачі практично не залежить від конструктивних особливостей напірної лінії.

Розглянемо миттєву подачу поршневих насосів з урахуванням конструктивно-кінематичних особливостей і кутів фазорозподілу клапанів. У насосі односторонньої дії кривошипи суміжних циліндрів зміщені одного відносно іншого на кут $2\pi/z$ (z – число циліндрів), як показано на рис.2. Миттєва подача трипоршневого насоса без урахування кутів запізнювання відкриття клапанів (рис.2, б) може бути при перекачуванні нестисливої рідини, або при незначному тиску нагнітання і при малих частотах ходів поршня. При перекачуванні ж реальної рідини кут запізнювання відкриття клапанів досягає $20\dots30^\circ$, і графік подачі набуває різко нерівномірного характеру, як показано на рис.6. Нерівномірність подачі двопоршневого насоса двосторонньої дії (рис.6,б) суттєво залежить від співвідношення діаметрів штоку і поршня, а також від запізнювання відкриття клапанів.

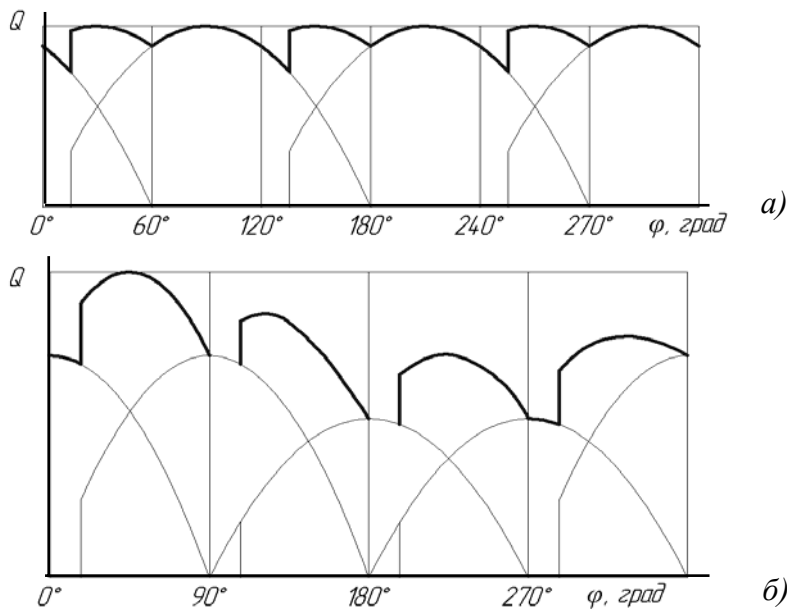


Рис. 6. Графік миттєвої подачі трипоршневого односторонньої дії (а) та двопоршневого двосторонньої дії (б) насосів з урахуванням запізнювання відкриття клапанів

Наведемо розкладання миттєвої подачі при всмоктуванні і подачі з урахуванням конструктивних особливостей і кутів фазорозподілу клапанів. На першому етапі на основі експериментів або розрахунковим шляхом визначаються кути запізнювання відкриття клапанів.

Подачу рідини із одного циліндра або в циліндр можна визначити за залежністю: $Q_u = 0$, при $\varphi \leq \varphi_3$;

$$Q_u = r\omega A_{\Pi(u)}(\sin \varphi + 0,5\varepsilon\lambda \sin 2\varphi), \text{ при } \varphi \geq \varphi_3, \quad (16)$$

де: φ_3 – кут запізнювання відкриття клапана; A_{Π} , A_u – площі поршня зі сторони поршневої і штокової порожнин; λ – відношення довжини кривошипа і шатуна; $\varepsilon = 1$ – при всмоктуванні і $\varepsilon = -1$ при нагнітанні для поршневої порожнини, а для штокової порожнини – навпаки.

Розглянемо сумарну подачу із циліндрів

$$Q_M = \sum_{i=1}^P Q_{ui} \quad (P - \text{число циліндрів, які здійснюють цикл нагнітання}$$

(всмоктування) одночасно) у вигляді ряду Фур'є

$$Q_M = Q_{cp} \left[1 + \sum_{K=1}^{\infty} (\alpha_K + \varepsilon\alpha_{\lambda K}) \cos K_0\varphi + (\beta_K + \varepsilon\beta_{\lambda K}) \sin K_0\varphi \right] \quad (17)$$

де: $Q_{cp} z r n (1 + ai) (1 + \cos \varphi_3)$ середня подача насоса; z – число циліндрів; n – частота ходів поршня за одиницю часу; $a = A_u / A_{\Pi}$; $i = 0$ – для насоса односторонньої дії; $i = 1$ – для насоса двосторонньої дії; α_K ; β_K – безрозмірні амплітуди, які визначаються першим членом у дужках виразу (17); $\alpha_{\lambda K}$; $\beta_{\lambda K}$ – безрозмірні амплітуди, які визначаються другим членом у дужках виразу (17); $K_0 = kz$ ($k=1; 2; \dots$ номери гармонік).

Використовуючи формули розкладання в ряд лінійної функції, отримано формули для визначення коефіцієнтів α_K ; β_K ; $\alpha_{\lambda K}$; $\beta_{\lambda K}$ при $z > 1$ для двопоршневого насоса односторонньої дії і поршневого насоса $z \geq 3$ одно – і двосторонньої дії.

$$\alpha_k = \frac{[1 + ai(-1)^k][[(zk-1)\cos(zk+1)\varphi_3 - (zk+1)\cos(zk-1)\varphi_3 - 2(-1)^{zk}]]}{(1+ai)(1+\cos\varphi_3)[(zk)^2-1]}$$

$$\beta_k = \frac{[1 + ai(-1)^k][[(zk-1)\cos(zk+1)\varphi_3 - (zk+1)\sin(zk-1)\varphi_3]]}{(1+ai)(1+\cos\varphi_3)[(zk)^2-1]} \quad (18)$$

$$\alpha_{\lambda k} = \frac{\varepsilon\lambda[ai(-1)^k - 1][4(-1)^{zk} + (zk-2)\cos(zk+2)\varphi_3 - (zk+2)\cos(zk-2)\varphi_3]}{4(1+ai)(1+\cos\varphi_3)[(zk)^2-4]}$$

$$\beta_{\lambda k} = \frac{\varepsilon\lambda[ai(-1)^k - 1][[(zk-2)\sin(zk+2)\varphi_3 - (zk+2)\sin(zk-2)\varphi_3]]}{4(1+ai)(1+\cos\varphi_3)[(zk)^2-4]}$$

При $k = 2$, $\alpha_{\lambda 2} = 0$ і $\beta_{\lambda 2} = 0$. При $z = 2$, $i = 0$.

При $i = 0$ отримано коефіцієнти для насосів односторонньої дії.

Розкладання подачі двопоршневого насоса двосторонньої дії виконується аналогічним чином. Враховуючи, що перша частота подачі одностороннього насоса дорівнює ω , тобто $K_0 = k$, по аналогії з наведеними вище співвідношеннями можуть бути отримані формули для безрозмірних амплітуд.

Таким чином, отримані коефіцієнти розкладання миттєвої подачі при всмоктуванні поршневих насосів одно – і двосторонньої дії з любым числом циліндрів з урахуванням кінцевої довжини шатуна, діаметра штоку і кутів запізнення відкриття та закриття клапанів.

Із графіка подачі двопоршневого насоса двосторонньої дії видно, що перша гармоніка подачі дорівнює 1, а не 4. Крім того, для всіх насосів при $z \geq 3$ перша гармоніка дорівнює ω .

У наявних літературних джерелах інформації коефіцієнт і ступінь нерівномірності визначаються виходячи лише із кінематики поршнів і числа циліндрів. Використовуючи дійсні графіки миттєвої подачі та коефіцієнти розкладання і враховуючи, що кут запізнювання $\varphi_3 < 0,5\pi$, визначені коефіцієнт і ступінь нерівномірності подачі одно-, дво- і трициліндрових насосів одно – і двосторонньої дії, які наведені в табл. 2 і 3.

Коефіцієнт надлишкової подачі є основним показником насоса, за яким визначається кількісна характеристика нерівномірності подачі і параметри компенсаторів пульсації подачі і тиску.

Зазначений коефіцієнт у даний час визначається графоаналітичним або аналітичним способами з урахуванням кінематичної нерівномірності подачі.

Приймаючи принцип незалежності пульсацій, які відносяться до різних гармонік, отримана формула (15) для визначення коефіцієнта надлишкової подачі.

Таким чином, уточнені коефіцієнти розкладання подачі, формули для визначення коефіцієнта і ступені нерівномірності подачі, надлишкової подачі (всмоктування) насосів з урахуванням їх конструктивно-кінематичних особливостей і кутів фазорозподілу клапанів можуть бути використані для розрахунків та вибору параметрів компенсаторів пульсацій тиску, вхідної і вихідної ліній, а також для кількісної оцінки їх впливу на нерівномірність подачі і всмоктування з урахуванням умов експлуатації.

Шляхи зниження пульсації подачі насоса. Наведені дослідження зумовлюють необхідність подальшого удосконалення конструкцій насосів з метою зниження пульсації подачі насоса і підвищення ефективності його експлуатаційних показників.

На рис. 7 зображена конструктивна схема поршневого насоса з приводом з розрізами за стрілками А і Б. Поршневий насос включає кінематично з'єднані між собою два перетворювачі 1 і 2 обертового руху приводного вала 3 у зворотньо-поступальний рух поршнів 4 і 5.

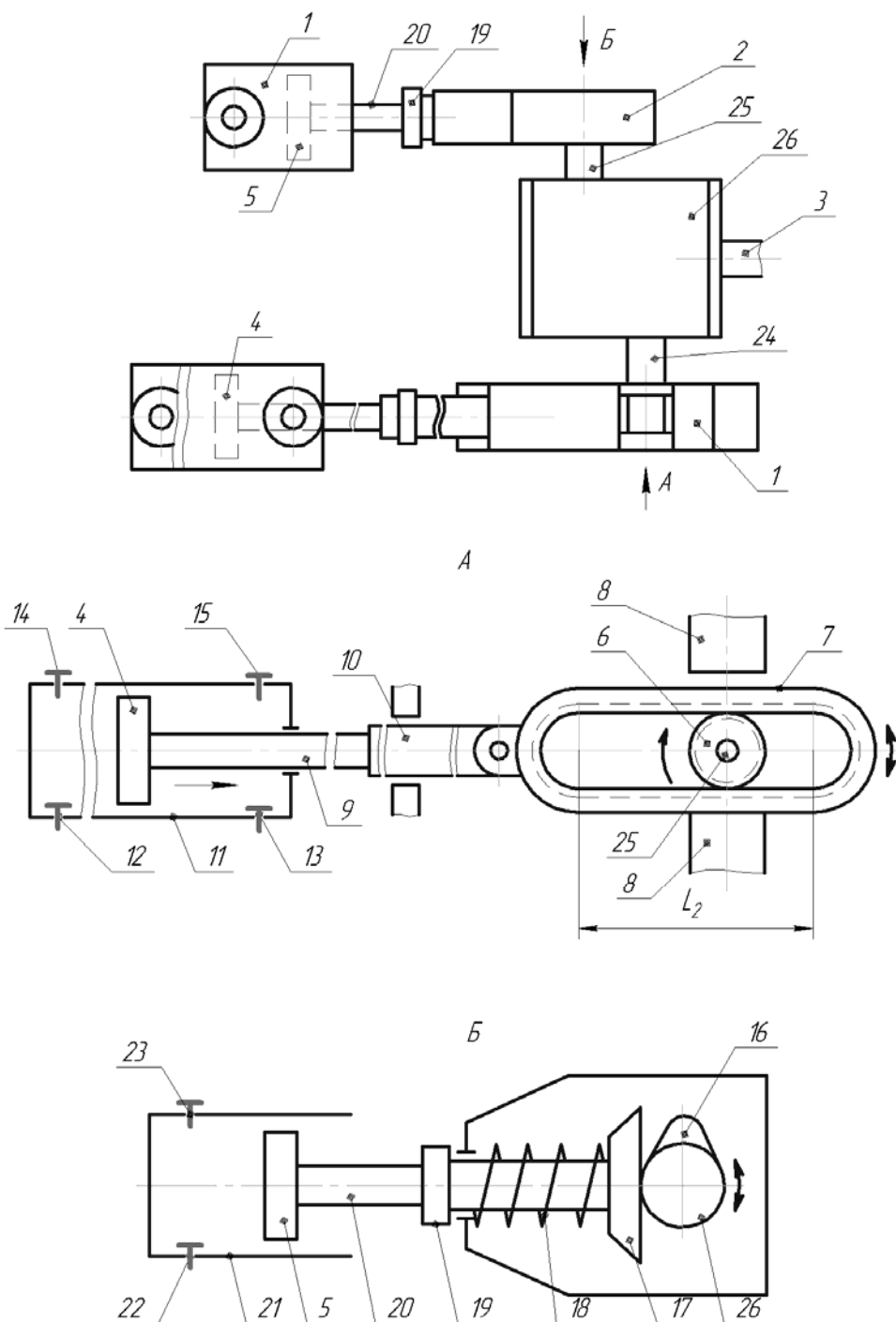


Рис. 7. Конструктивна схема поршневого насоса з приводом зі зниженою пульсацією

Перетворювач 1 виконаний у вигляді зубчастого передаточного механізму, що складається із круглої шестірні 6, що входить у зачеплення із зубчастою рейкою 7, виконаною у вигляді спряжених прямолінійних і криволінійних ділянок, причому радіус криволінійних ділянок перевищує радіус круглої шестірні 6. З обох сторін від зубчастої рейки 7 установлені фіксатори 8 з можливістю почергової взаємодії з її зовнішніми прямолінійними ділянками.

Поршень 4 з'єднаний за допомогою штоку 9 і штовхача 10 з зубчастою рейкою 7 і переміщується в циліндрі 11, в якому установлені відповідно вхідні і вихідні клапани 12, 13 і 14, 15.

Перетворювач 2 виконаний у вигляді кулачкового механізму, що включає ексцентрик 16, який діє на штовхач 17, підпружинений пружиною 18, і з'єднаний з регулятором 19 і через шток 20 з поршнем 5, що переміщується у циліндрі 21 з вхідним 22 і вихідним клапаном 23.

Приводні вали 24 і 25, з'єднанні з шестірнею 6 і ексцентриком 16, відповідно обертаються від вала 3 через редуктор 26.

Поршневий насос працює наступним чином.

Від редуктора 26 обертається вал 24 з круглою шестірнею 6, яка обертається з постійною частотою, знаходячись в зачепленні із зубцями, виконаними на внутрішній поверхні рейки 7, і приводить у зворотньо-поступальний рух штовхач 10, шток 9 і поршень 4. За рахунок переміщення прямолінійних ділянок зубчастої замкненої рейки 7 по шестірні 6 здійснюється рівномірний рух поршня 4 і, відповідно, рівномірна подача рідини. При підході зубчастої рейки 7 до крайнього положення, лінійна швидкість переміщення поршня 4 знижується до нуля, після чого знову зростає до максимального значення, яке відповідає рівномірному руху, коли шестірня 6 знаходиться в зачепленні з прямолінійною ділянкою L_2 . Для вирівнювання зниження подачі при підході до крайнього положення зубчастої замкненої рейки 7, приводиться у рух поршень 5 через шток 20 і штовхач 17 за допомогою ексцентрика 16, що знаходиться на валу 25, останній обертається синхронно з валом 24, причому профіль ексцентрика 16 виконаний з урахуванням зниження швидкості у крайньому положенні зубчастої замкненої рейки 7, тобто збільшення подачі рідини поршнем 5 повинно відповідати зниженню подачі рідини поршнем 4. Пружина 18 повертає штовхач 17 разом зі штоком 20 і поршнем 5 у вихідне положення, при цьому здійснюється всмоктування рідини.

Графічне представлення подачі поршневого насоса зі зниженою пульсацією наведено на рис.8. Де L_1 увесь хід поршня 4 (рис.7); L_2 рівномірний хід поршня, відповідно, і рівномірна подача (ділянка) графіка a та проміжок b , який не заповнюється поршнем 4 при знаходженні його в крайніх положеннях, а заповнюється поршнем 5 завдяки відповідної форми кулачка 16.

За допомогою конструктивного виконання кінематики привода поршнів (плунжерів) насосів можна досягнути максимального ефекту роботи поршневих (плунжерних) насосів.

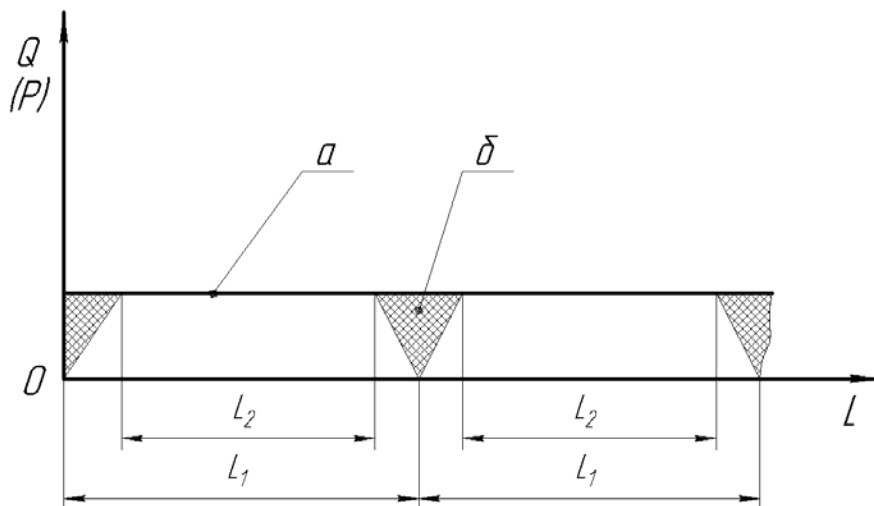


Рис. 8. Графічне представлення подачі насоса зі зниженою пульсацією

Доцільно продовжувати проведення теоретичних і експериментальних досліджень поршневих та плунжерних насосів з метою оптимізації всіх основних експлуатаційних технічних показників.

Література

- 1 Ефимченко С.И. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Часть 1. Расчет и конструирование оборудования для бурения нефтяных и газовых скважин. Учебник для вузов / С.И. Ефимченко, А.К. Прыгаев. – М.: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им.Губкина, 2006. – 736 с.
- 2 Николич А.С. Поршневые буровые насосы / А.С. Николич. – М.: Недра, 1973. – 224 с.
- 3 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов / М.А.Караев. – М.: Недра, 1983. – 208 с.
- 4 Поршневый насос с приводом. А.С. №1714995, 1988 / М.М. Лях, Ю.С. Сичов, І.В. Короп, Б.Д. Малько, В.М. Шумада.

Стаття надійшла до редакційної колегії 28.04.2015 р.

*Рекомендовано до друку д.т.н. професором **Артимом В.І.**, к.т.н. доцентом **Тарабариним П.В.** (м. Івано-Франківськ).*

ANALYSIS OF PISTON PUMP FLOW INVESTIGATION**V. T. Ivaschenko, M. M. Lyakh, I. F. Koncur***Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;**76019, Ivano-Frankivs'k, st. Carpats'ka, 15;**ph. +380(342)-72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua*

Piston pump flow investigations are given in the article. Relationships for defining of nonuniformity degree and factors of single and double – acting pumps flow were obtained. Analysis of overflow factor calculation, that determine quantity characteristic of nonuniformity flow and pulsation pressure damper parameters were conducted.

Flash flow of all kind acting pumps of different constructive features and angle lag open-close operation of valves were investigated.

Constructive scheme for pulsation flow reducing and increasing its efficiency was suggested.

Key words: *flaw, piston pump, valve, piston, nonuniformity flow factor, nonuniformity flow degree, overflow factor.*