

УДК 622.242.6

## КОМП'ЮТЕРНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ПОДАЧІ ТА КОЕФІЦІЄНТА НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОДАЧІ ПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА

Б.Д.Малько, І.Д.Лівак, І.Ф.Концур, М.М.Лях, В.І.Лівак

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353;  
e-mail: lyva@bigmir.net

Разработана программа "Клапан 3.0" расчета кинематических параметров клапана трехпоршневого бурового насоса НБТ-600. Результаты расчетов положены в основу определения коэффициента подачи и коэффициента неравномерности подачи данного насоса. С помощью программы можно оперативно изменять основные конструктивные и кинематические параметры клапана и насоса и изучать их влияние на коэффициенты подачи и неравномерности подачи. Причем предусмотрены два варианта расчетов – с учетом и без учета действия компенсатора. Сделан вывод об уменьшении коэффициента подачи насоса с увеличением коэффициента неравномерности подачи. Показано влияние работы компенсатора на величину коэффициента неравномерности подачи.

The program of the "Клапан 3.0" calculation of kinematics parameters of valve of triplex boring pump of НБТ-600 is developed. The results of calculations are fixed in basis of determination of coefficient of serve and coefficient of unevenness of serve of this pump. By the program it is possible operatively to change the basic structural and kinematics parameters of valve and pump and to study their influence on the coefficients of serve and unevenness of serve. Thus, two variants of calculations are foreseen – recognition and without taking into account action scray. A conclusion is done about diminishing of coefficient of serve of pump with the increase of coefficient of unevenness of serve. Influence of work of scray is rotined on the size of coefficient of unevenness of serve.

Підвищення інтенсивності процесу буріння, швидкості нових потужних бурових насосів та робочого тиску висувають все вищі вимоги до елементів гідравлічної частини. У поршневному буровому насосі використовуються самодіючі клапани односторонньої дії, які пропускають розчин тільки в одному напрямку і призначені для періодичного з'єднання насосної камери з вхідним та вихідним трубопроводами у відповідності із законом руху поршня. На даний час широке використання знайшли тарілчасті клапани з еластичним ущільненням (рис.1). Робоча поверхня тарілки і манжети мають конусну форму, що покращує показники роботи клапана за рахунок зменшення опору руху бурового розчину. З огляду на особливості конструкції та роботи клапанного вузла до нього ставляться ряд вимог, які часто є суперечливими між собою і в більшості випадків покращення одних вимог веде до погіршення інших. Тому задоволення цих вимог повинно вибиратися оптимальним за певними критеріями, враховуючи конкретні умови роботи клапанного вузла і бурового насоса загалом.

Деталі клапанного вузла піддаються значним динамічним навантаженням, робочі поверхні клапанного вузла зазнають значних питомих тисків і дії турбулентних потоків, піддаються абразивно-ударному та гідроабразивному зношуванню, кавітації, вібрації тощо. Ці фактори та значні перепади тиску на клапані призводять до погіршення умов роботи та руйнування його робочих поверхонь та ущільнення. Підвищення довговічності і надійності деталей клапанного вузла можна забезпечити правильним вибором режимів роботи бурового насоса, конструктивних і кінематичних параметрів кла-

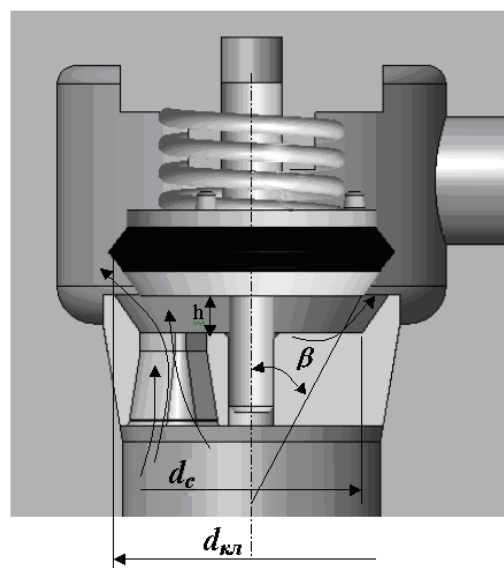


Рисунок 1 – Розрахункова схема клапана

панного вузла, використовуючи можливості сучасних комп'ютерних технологій.

У даній роботі показано вплив конструктивно-кінематичних параметрів клапана на коефіцієнт подачі та коефіцієнт нерівномірності подачі поршневого бурового насоса. За допомогою спеціально складеної програми "Клапан 3.0" в програмному середовищі "Delphi 7" розраховуються і будуються залежності переміщення  $H$ , швидкості  $V$ , прискорення  $A$  клапана і подачі насоса  $Q$  від кута повороту кривошипа  $\varphi$ . Розраховуються і будуються графіки миттєвої подачі насоса НБТ-600 без врахування та з врахуванням дії компенсатора при різних значеннях

Таблиця 1 – Вихідні розрахункові дані клапана і насоса

|             |          |       |       |       |           |       |      |       |         |             |
|-------------|----------|-------|-------|-------|-----------|-------|------|-------|---------|-------------|
| Параметр    | $d_{кл}$ | $d_c$ | $d_n$ | $K$   | $n$       | $r$   | $l$  | $F_c$ | $\beta$ | $\varphi_0$ |
| Розмірність | $м$      | $м$   | $м$   | $H/м$ | $хв^{-1}$ | $м$   | $м$  | $H$   | $град$  | $град$      |
| Величина    | 0,15     | 0,118 | 0,16  | 7840  | 125       | 0,125 | 1,15 | 87,95 | 35      | 20          |

$Q, A, V, H,$   
 $м^3/с \quad м/с^2 \quad м/с \quad м$

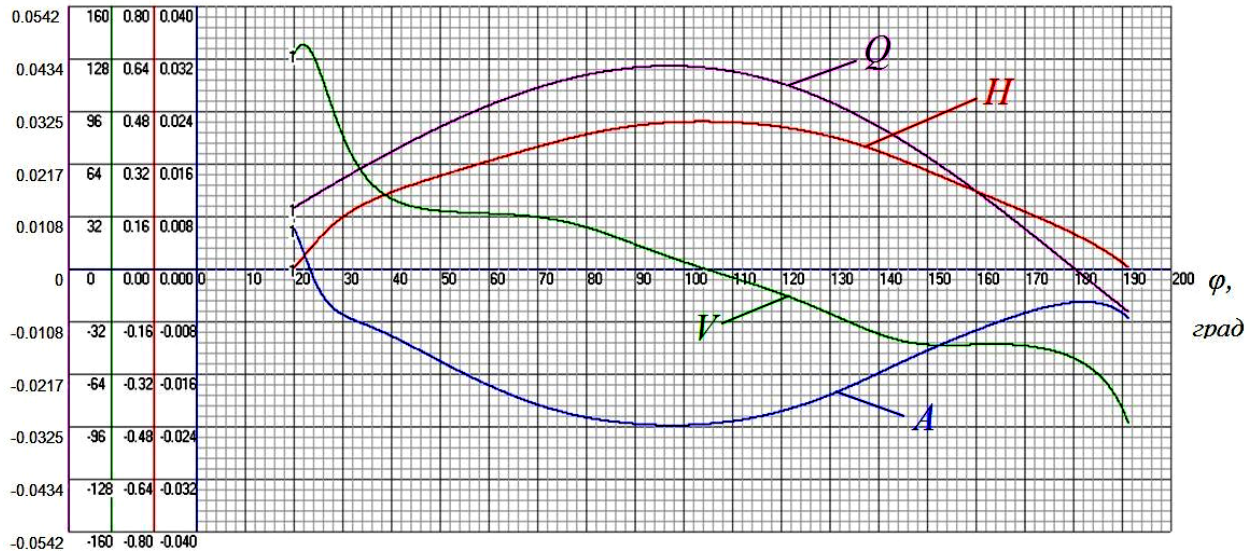


Рисунок 2 – Графіки залежності переміщення  $H$ , швидкості  $V$ , прискорення  $A$  клапана і подачі насоса  $Q$  від кута повороту кривошипа  $\varphi$

Таблиця 2 – Результати розрахунку кінематичних параметрів

| Параметр           | $\varphi, град$ | $H, м$    | $V, м/с$   | $A, м/с^2$  |
|--------------------|-----------------|-----------|------------|-------------|
| $\varphi_{поч}$    | 20,000000       | 0,000000  | 0,6514159  | 23,8324061  |
| $\varphi_{кінець}$ | 191,3100000     | 0,000008  | -0,4763034 | -31,0039382 |
| $\varphi_{180}$    | 180,0000000     | 0,0052129 | -0,2741643 | -21,0059525 |
| $\varphi_{Hmax}$   | 103,7800000     | 0,0223070 | -0,0000185 | -95,1712335 |
| $\varphi_{Vmax}$   | 21,8100000      | 0,0016268 | 0,6802538  | 10,5494612  |
| $\varphi_{Vmin}$   | 191,3000000     | 0,0000008 | -0,4758900 | -30,9724212 |
| $\varphi_{Amax}$   | 20,0000000      | 0,0000078 | 0,6514159  | 23,8324061  |
| $\varphi_{Amin}$   | 97,5500000      | 0,0221804 | 0,0308835  | -95,7724919 |

коефіцієнтів подачі  $\alpha_v$ . Для розрахунку подано нелінійне диференціальне рівняння руху клапана першого порядку [1]

$$\pm \frac{dh}{d\varphi} + K_1 h \sqrt{1 + bh} = K_2 \left( \sin \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right);$$

$$K_1 = \frac{16 \sin \beta \cdot \mu(h)}{d_{кл} \omega} \sqrt{\frac{F_c}{(d_{кл}^2 + d_c^2) \rho \pi}};$$

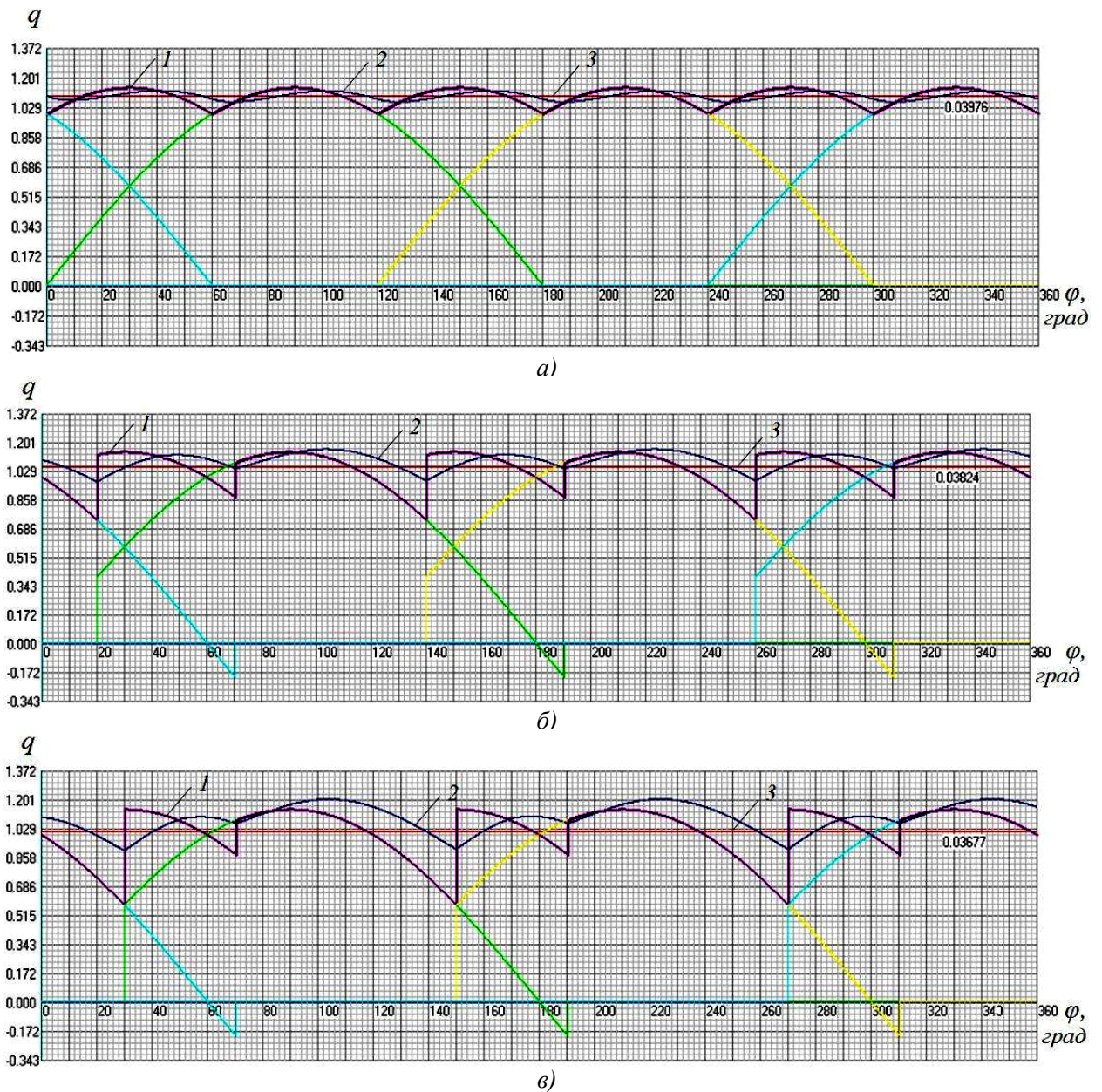
$$K_2 = \frac{d_n^2 r}{d_{кл}^2}; \quad \lambda = \frac{r}{l}; \quad b = \frac{K}{F_c},$$

де:  $\varphi$  – кут повороту кривошипа;  
 $\mu(h)$  – коефіцієнт витрати клапана;  
 $F_c$  – статичні сили, що діють на клапан;  
 $\omega$  – кутова швидкість кривошипа;  
 $\rho$  – густина перекачуваної рідини;

$d_n$  – діаметр поршня;  
 $r$  – радіус кривошипа;  
 $l$  – довжина шатуна;  
 $K$  – коефіцієнт жорсткості пружини;  
інші параметри вказані на рис. 1.

Розрахунок проводився для поршневого бурового насоса НБТ-600 з вихідними даними, наведеними в табл. 1. На рис. 2 зображено отримані графічні залежності переміщення  $H$ , швидкості  $V$ , прискорення  $A$  клапана і подачі насоса  $Q$  від кута повороту кривошипа  $\varphi$ . Результати розрахунку зведені також в табл. 2.

В основу розробки програми побудови реальних діаграм подачі насоса покладені відомі формули для визначення швидкості поршня і подачі [3]. Подача рідини трипоршневого бурового насоса визначається площею нормального



а) –  $\alpha_v = 1, Q_c = 0,03976$ ; б) –  $\alpha_v = 0,9617, Q_c = 0,03824$ ; в) –  $\alpha_v = 0,9249, Q_c = 0,03677$   
 1 – без врахування дії компенсатора; 2 – з врахуванням дії компенсатора; 3 – середня подача

**Рисунок 3 – Графіки миттєвої подачі насоса НБТ-600**

перерізу поршня та швидкістю його руху. Кінематика кривошипно-шатунного механізму насоса така, що швидкість руху поршня є змінною за величиною та напрямком і змінюється за наведеним нижче законом залежно від кута повороту кривошипа

$$V_n = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi,$$

де  $V_n$  – швидкість руху поршня;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

тут  $n$  – частота обертання кривошипного вала насоса.

Миттєва теоретична подача одного поршня буде

$$Q_{Tn} = V_n \cdot F = F \cdot \left( \omega \cdot r \cdot \sin \varphi - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де  $F$  – площа поршня.

Миттєва теоретична подача насоса у безрозмірному вигляді буде

$$q = \frac{Q_T}{Q_m} = \frac{Q_{Tn1} + Q_{Tn2} + Q_{Tn3}}{Q_m},$$

де  $Q_m$  – середня за цикл (оберт кривошипного вала) ідеальна подача насоса

$$Q_m = \frac{\pi \cdot n \cdot S \cdot d_n^2}{80};$$

$Q_{Tn1}$  – подача першого поршня насоса

$$Q_{Tn1} = V_n \cdot F = F \cdot \left( \omega \cdot r \cdot \sin \varphi - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right);$$

$Q_{Tn2}$  – подача другого поршня насоса

$$Q_{Tn2} = V_n \cdot F = F \cdot \left[ \omega \cdot r \cdot \sin \left( \varphi + \frac{2\pi}{3} \right) - \frac{\lambda}{2} \sin 2 \left( \varphi + \frac{2\pi}{3} \right) \right];$$

$Q_{Tn3}$  – подача другого поршня насоса

$$Q_{Tn3} = V_n \cdot F = F \cdot \left[ \omega \cdot r \cdot \sin \left( \varphi + \frac{4\pi}{3} \right) - \frac{\lambda}{2} \sin 2 \left( \varphi + \frac{4\pi}{3} \right) \right].$$

Графік теоретичної миттєвої подачі насоса  $q$  у безрозмірному вигляді при коефіцієнті подачі  $\alpha_v=1$  зображений на рис. 3, а. Площа під кривою миттєвої подачі відповідає в деякому масштабі теоретичній подачі, а висота прямокутника з площею, рівною вказаній площі, що має довжину  $\frac{2\pi}{\omega}$  – середній теоретичній подачі.

Аналогічні графіки миттєвих подач насоса при різних  $\alpha_v$  ( $\varphi_0 = 20^\circ; 30^\circ$ ) зображені на рис. 3, б, в. Як бачимо, графіки миттєвих подач суттєво залежать від коефіцієнта подачі  $\alpha_v$ . Із зменшенням коефіцієнта  $\alpha_v$ , що завжди має місце в реальних умовах експлуатації насоса (через наявність розчиненого газу в рідині, впливу пружності стінок гідроблока насоса, усадку гумових ущільнень, вплив шкідливого об'єму тощо), графіки миттєвих подач (рис. 3, б, в) значно відрізняються від графіка, зображеного на рис. 3, а. Зменшується величина подачі, при цьому значно зростає коефіцієнт нерівномірності подачі  $K$ .

Під коефіцієнтом нерівномірності подачі насоса розуміють відношення максимальної подачі до її середньої теоретичної величини, тобто:

$$K = \frac{Q_{\max}}{Q_m}$$

Для насоса трипоршневого односторонньої

$$\text{дії при } \alpha_v = 1 \quad K = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{F \cdot \omega \cdot r \cdot 3} = \frac{\pi}{3} = 1,0472.$$

Для інших значень коефіцієнта подачі  $\alpha_v$ , коефіцієнт нерівномірності подачі насоса  $K$  визначався за допомогою реальних діаграм подачі. Для цього за допомогою програми “Кларан 3.0” проводились обчислення середньої дійсної подачі. Відношення максимальної подачі до обчисленої середньої дає реальний коефіцієнт нерівномірності подачі  $K$ . Залежність коефіцієнта нерівномірності подачі  $K$  від коефіцієнта подачі  $\alpha_v$  без врахування і з врахуванням дії компенсатора зображена на рис. 4 (відповідно крива 1 і 2). Причому, врахування дії компенсатора проводилось з використанням відомого рівняння спільної роботи насоса і компенсатора [2]

$$A \frac{dq_k}{d\varphi} = \left( \frac{q}{\alpha_v - q_k} \right) q_k^{1-2m},$$

де

$$A = \frac{2\omega m c^m}{\alpha_v Q_m P_m^m}; \quad P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2},$$

тут  $c = P_0 V_0^{1/m}$ ;  $m = \frac{1}{n}$ ;

$q_k$  – відносна подача насоса при спільній роботі з компенсатором;

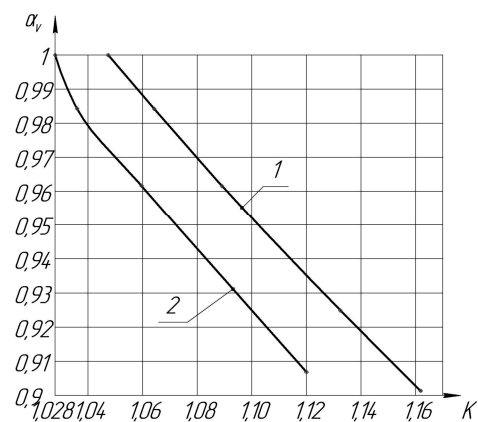
$n$  – показник політропи;

$c$  – характеристика пневмокомпенсатора;

$P_m$  – середній тиск за цикл;

$P_{\max}, P_{\min}$  – максимальний і мінімальний тиск за цикл;

$P_0, V_0$  – початковий тиск і об'єм газової порожнини компенсатора.



1 – без врахування роботи компенсатора;  
2 – з врахуванням роботи компенсатора

**Рисунок 4 – Вплив коефіцієнта подачі насоса  $\alpha_v$  на коефіцієнт нерівномірності подачі  $K$**

Отримані результати дають підстави зробити такі висновки: із зменшенням коефіцієнта подачі насоса збільшується коефіцієнт нерівномірності подачі; з врахуванням дії компенсатора значення коефіцієнта нерівномірності менше, а без компенсатора – значно більше, що погіршує динаміку роботи насоса, його вузлів і деталей, а також загалом циркуляційної системи. Надалі при дослідженні необхідно виявити оптимальні параметри клапана бурового насоса, які б уможливили зменшення коефіцієнта нерівномірності подачі насоса до мінімуму.

### Література

1. Лівак І.Д. Дослідження трипоршневих бурових насосів та вдосконалення конструкцій клапанних груп: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Івано-Франківськ., 1996. – 23 с.
2. Горонович Л.Н., Ливак И.Д. Современные буровые трехпоршневые насосы // Обзорная инф. Сер.: Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – 52 с.
3. Концур І.Ф., Лівак І.Д. Гідромашини і компресори: Конспект лекцій. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 133 с.