

АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БУРОВИХ НАСОСІВ

В. Т. Іващенко, М. М. Лях

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

Розглядається математична модель, яка описує робочі процеси в бурових насосах, у всмоктувальній лінії, сумісні процеси у всмоктувальній лінії і в циліндрі, процеси в циліндрі і напірній лінії, рух промивальної рідини у напірній лінії. Виявлено можливості подальшого коректування та удосконалення цієї моделі.

***Ключові слова:** буровий насос, всмоктувальна лінія, нагнітальна лінія, колектор, пневмокомпенсатор, клапан, циліндропоршнева пара*

Основні положення теорії поршневих насосів розроблялись стосовно до насосів загальнотехнічного призначення. Перекачування рідини зі значною в'язкістю, густиною і вмістом газу, великий об'єм робочої камери та розміри клапанів, задовга напірна лінія суттєво впливають на характер робочого процесу бурових насосів.

Внаслідок значних габаритів, гідравлічні і інерційні втрати тиску у всмоктувальній і напірній лінії бурових насосів в 2-3 рази більші чим в насосах загальнотехнічного призначення. Значні інерційні втрати у всмоктувальній лінії, особливо в момент відкриття клапана, можуть спричинити суттєве зниження тиску в циліндрі і виникнення кавітації.

Для побудови математичної моделі і дослідження робочого процесу вибрана бурова установка в якій крім насоса з приводом є лінії всмоктування і нагнітання, що використовуються для нагнітання робочої рідини в циркуляційну систему (рис. 1). Гідравлічна схема насосної циркуляційної системи представляє послідовно з'єднані ділянки трубопроводів (рис. 2) і ємності, що дозволяє її замінити еквівалентною схемою заміщення (рис. 3).

Аналіз роботи насоса з клапанним розподілом показує, що поперемінно одним із клапанів, всмоктуючим або нагнітаючим, трубопровідна система роз'єднується на зони низького і високого тиску, причому процеси у них після ізоляції відбуваються незалежно один від одного. При цьому робочий циліндр періодично під'єднується, то до всмоктувальної, то до нагнітальної трубопровідної системи. За характером і особливостями процесів, що відбуваються, насос може бути умовно поділений на 5 ділянок:

1) всмоктувальна лінія до початку всмоктувального колектора, процеси в якій визначаються сумісним впливом всіх робочих циліндрів (всмоктувальний трубопровід, пневмокомпенсатор із з'єднувальними патрубками);

2) всмоктувальна частина блока циліндра, яка періодично з'єднує робочий циліндр із всмоктувальною лінією (колектор, всмоктувальний клапан і канали циліндра);

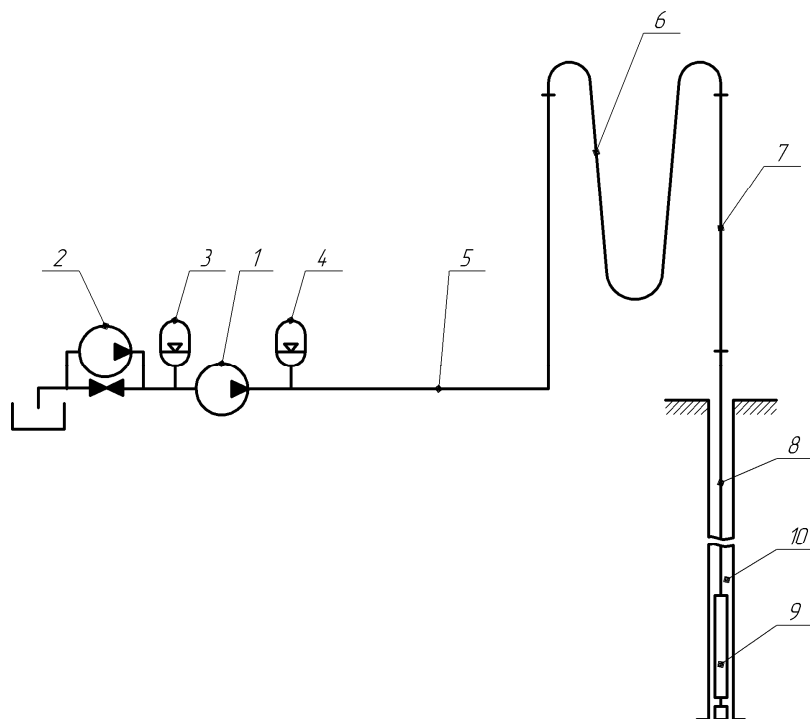
3) робочий циліндр з поршнем;

4) нагнітальна частина блока циліндра, яка періодично з'єднує робочий циліндр з нагнітальною лінією (клапан, колектор нагнітальний);

5) напірна лінія, характер руху рідини в якій залежить від процесів у всіх циліндрах насоса, пневмокомпенсаторі, запірній арматурі, напірній трубопровідній системі, маніфольді, колоні бурильних труб і ін.

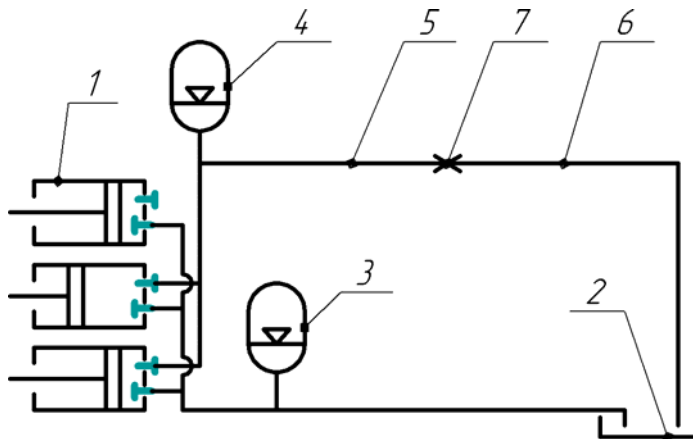
Використаємо рівняння руху для кожної із цих ділянок.

Всмоктувальна лінія. При опису процесів у всмоктувальній лінії прийнято, що подача підпірного насоса (при його наявності) більша подачі бурового насоса, а тиск на його виході постійний.



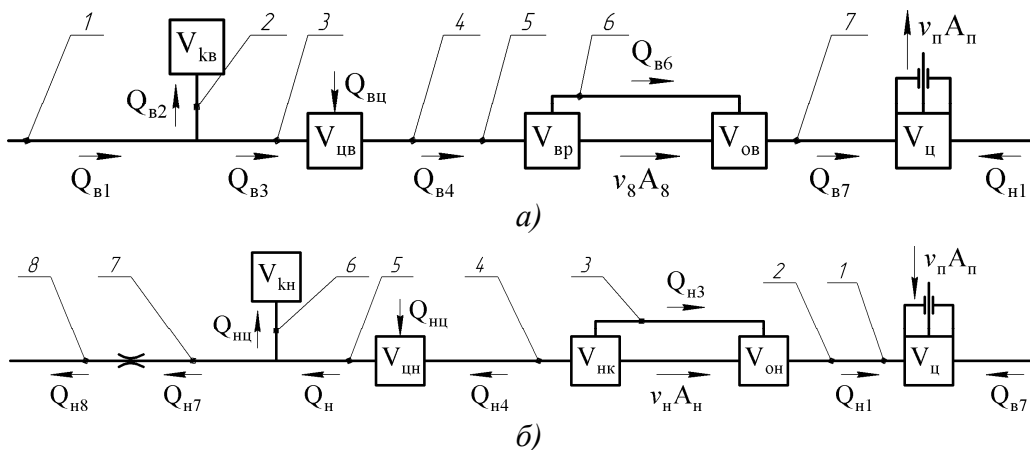
- 1 – буровий насос; 2 – підпірний насос; 3,4 – пневмокомпенсатори (ПК);
 5 – маніфольд із стояком; 6 – гнучкий шланг; 7 – ведуча труба;
 8 – колона бурильних труб; 9 – вибійний двигун з долотом;
 10 – кільцевий затрубний простір

Рис.1. Спрощена схема трубопровідної системи насоса циркуляційного комплексу



1- буровий насос; 2 – ємності; 3, 4 – пневмокомпенсатори;
5, 6 – напірні трубопроводи; вибійний двигун з долотом

Рис.2. Розрахункова схема насосно-циркуляційної системи бурової установки



а) 1 – всмоктувальний трубопровід; 2 – патрубок ПК; 3 – кінцева ділянка лінії всмоктування; 4 – колектор всмоктувальний; 5, 6 – канали сідла і щілини клапана; 7 – канали, що з'єднують всмоктувальний клапан з циліндром;
б) 1 – канали, що з'єднують циліндр з нагнітальним клапаном; 2, 3 – канали сідла і щілини клапана; 4 – колектор нагнітальний; 5 – початкова ділянка маніфольда; 6 – патрубок ПК; 7, 8 – бурильна колона і затрубний простір

Рис.3. Гідравлічні схеми заміщення всмоктувальної (а) і нагнітальної (б) лінії

Рівняння руху рідини у всмоктувальному трубопроводі 1 (рис.3, а), з'єднувальному патрубку 2 пневмокомпенсаторі, вихідній ділянці 3 лінії від пневмокомпенсатора до колектора з урахуванням місцевих і лінійних втрат, а також інерційності рідини має вигляд

$$P_{\text{ein}} - P_{\text{eik}} = K_{\text{ei}} \cdot Q_{\text{ei}} \cdot |Q_{\text{ei}}| + B_{\text{ei}} \dot{Q}_{\text{ei}} - \rho \cdot g \cdot h_{\text{ei}}, \quad (1)$$

де: P_{ein} і P_{eik} – тиски у початковому і кінцевому перерізах i -ої ділянки всмоктувальної лінії (тут і в подальшому «в» і «і» означають відповідно всмоктувальну лінію і номер ділянки; Q_{ei} і \dot{Q}_{ei} – витрата рідини і похідна витрачання в часі; $K_{\text{ei}} = (\beta_{\text{ei}} + \lambda_{\text{ei}} \cdot \frac{l_{\text{ei}}}{d_{\text{ei}}}) \frac{\rho}{2A_{\text{ei}}^2}$ – коефіцієнт опору; β_{ei} і λ_{ei} – коефіцієнти місцевого і лінійного опору; ρ – густина рідини; l_{ei} ; d_{ei} ; A_{ei} – відповідно довжина, умовний діаметр проходу і площа перерізу ділянок; g – прискорення сили тяжіння; h_{ei} – різниця рівнів рідини у кінцевому і початковому перерізах ділянок; $B_{\text{ei}} = \rho \frac{l_{\text{ei}}}{A_{\text{ei}}}$ – коефіцієнт інерційності; $i=1;2;3$ – номери ділянок.

Згідно схеми (рис. 3,а) тиски на стику ділянок рівні між собою. Тобто $P_{\text{eik}} = P_{\text{e}(i+1)\text{n}} = P_{\text{ei}(i+1)}$.

$$\text{Отримаємо } P_{\text{ein}} = P_{\text{n}}; P_{\text{eik}} = P_{\text{k}2\text{n}} = P_{\text{e}3\text{n}} = P_{\text{e}13},$$

де: P_{n} – тиск на вході у всмоктувальний трубопровід, який дорівнює або атмосферному тиску або абсолютному тиску на виході підпірного насоса.

Складені рівняння розподілу витрачання $Q_{\text{e}1}$ по ділянках 1, 2, 3

$$Q_{\text{e}1} = Q_{\text{e}2} + Q_{\text{e}3} \quad (2)$$

Рівняння витрачання рідини в пневмокомпенсаторі

$$Q_{\text{k}2} = V_{\text{ек}} \cdot \dot{P}_{\text{e}2\text{k}}, \quad (3)$$

де $V_{\text{ек}} = \frac{V_{\text{кв}} \cdot P_{\text{e}3}}{\alpha_{\text{n}} \cdot P_{\text{e}2\text{k}}}$ – об'ємна характеристика пневмокомпенсатора;

$V_{\text{кв}}$ – конструктивний об'єм пневмокомпенсатора; $P_{\text{e}3}$ – тиск заповнення газом; α_{n} – показник політропи.

Всмоктувальна частина блока циліндра. В процесі всмоктування витрачання рідини через щілину всмоктувального клапана відрізняється від витрачання в колекторі і каналі сідла внаслідок створення додаткового витрачання через щілину рухом запірної тарілки клапана.

Рівняння руху рідини в колекторі із сідлом, щілині клапана і каналі циліндра ідентичні рівнянню (1) при $i=4, 5, 6, 7$.

Згідно схеми (рис. 3) визначено тиски на стиках ділянок

$$P_{\text{e}3\text{k}} = P_{\text{e}4\text{n}} = P_{\text{e}34}; \quad P_{\text{e}4\text{k}} = P_{\text{e}5\text{n}} = P_{\text{e}45}; \quad P_{\text{e}5\text{k}} = P_{\text{e}6\text{n}} = P_{\text{e}56}; \\ P_{\text{e}6\text{k}} = P_{\text{e}7\text{n}} = P_{\text{e}67}.$$

При складанні рівняння витрачання в початковому перерізі колектора прийнято, що в решті циліндрах з відповідним зміщенням фаз від-

буваються аналогічні процеси. Тому обмежимося описом процесів в окремо взятому циліндрі. Вплив же решти циліндрів буде враховуватись тим, що частина витрачання рідини з урахуванням кутів фазорозподілення клапанів відбираються рештою циліндрами.

Рівняння витрачання рідини на стику ділянок

$$Q_{\kappa 3} = Q_{n\zeta} + Q_{\kappa 4} + V_{\Sigma\kappa} \cdot \dot{P}_{\kappa 34}; \quad (4)$$

$$Q_{\kappa 4} = Q_{n5}; \quad (5)$$

$$Q_{n5} = Q_{n6} + v_{\kappa T} \cdot A_T + V_{\kappa} \cdot \dot{P}_{\kappa 56}; \quad (6)$$

$$Q_{n6} + v_{\kappa T} \cdot A_T = Q_{\kappa} + V_{\zeta 1} + \dot{P}_{\kappa 67} \quad (7)$$

де: $Q_{n\zeta}$ – сумарне витрачання в решти циліндрів:

$V_{\Sigma\kappa} = V_{\zeta\kappa} \cdot \left(\frac{1}{E} + \frac{\Gamma_o P_a}{P_{\kappa 34}^2} \right)$ – ємнісна характеристика колекторів і решти циліндрів, що здійснюють всмоктування; $V_{\zeta\kappa}$ – сумарний об'єм частини колектора, що з'єднують всмоктувальну лінію з циліндрами, що не розглядаються і об'єм працюючих циліндрів; v_{κ} , A_T – швидкість і площа

перерізу тарілки клапана; $V_{\kappa} = V_{\kappa p} \cdot \left(\frac{1}{E} + \frac{\Gamma_o P_a}{P_{\kappa 56}^2} \right)$ – ємнісна характеристика колектора циліндра, що розглядається; $V_{\kappa p}$ – сумарний внутрішній

об'єм колектора і сідла до тарілки; $V_{\zeta 1} = V_{OB} \cdot \left(\frac{1}{E} + \frac{\Gamma \cdot P_a}{P_{\kappa 67}^2} \right)$ – ємнісна ха-

рактеристика над клапанною порожниною циліндра; V_{OB} – частина шкідливого об'єму циліндра, яка утворює над клапанну порожнину; Γ_o – об'ємний газовміст рідини в ємності, зведений до атмосферного тиску P_a ; Γ – потоковий газовміст рідини в циліндрі; E – об'ємний модуль пружності рідини.

Рівняння руху тарілки всмоктувального клапана

$$m_{\kappa} a_{\kappa} = P_{\kappa 56} \cdot A_{\kappa 1} - P_{\kappa 67} \cdot A_{\kappa 2} - G_{\kappa} - C_{\kappa} (X_{\kappa 0\kappa} + X_{\kappa}) \quad (8)$$

де: m_{κ} – маса тарілки і деталей, що рухаються з нею; a_{κ} – прискорення тарілки; $A_{\kappa 1}$, $A_{\kappa 2}$ – площі перерізу тарілки зі сторони колектора і циліндра; G_{κ} – сила тяжіння тарілки; C_{κ} , $X_{\kappa 0\kappa}$ – жорсткість і початкове підтискання пружини; X_{κ} – переміщення тарілки ($\dot{X}_{\kappa} = v_{\kappa}$).

В даному випадку не враховуються особливості конструкції клапанних вузлів, на які звертається увага у математичній моделі роботи клапанів поршневого бурового насоса [4].

Робочий циліндр. Рівняння витрачання рідини

$$Q_{e1} = V_{\psi} \cdot \dot{\Gamma} + Q_{n1} + v_n \cdot A_n + V_{\psi} \cdot \dot{P}_{\psi}, \quad (9)$$

де: $V_{\psi} = (V_{o\psi} + xA_n) \cdot \left(\frac{1}{E} + \frac{\Gamma_o \cdot P_a}{P_{\psi}^2} \right)$ – емнісна характеристика робочого

циліндра; $V_{o\psi}$ – шкідливий (мертвий) об’єм циліндра без об’ємів над клапанною (всмоктувальною (V_{on})) і під клапанною (нагнітальною) (V_{on}) порожнин; x, A_n – переміщення і площа поршня; Q_{e1} – витрачання

рідини в каналі 1 (рис. 3,б) циліндра, що з’єднує робочу порожнину зі входом нагнітального клапана; $V_{\psi} = (V_o + x \cdot A) \cdot \frac{P_a}{P_{no}}$ – зведений до тис-

ку пароутворення рідини P_{no} об’єм циліндра.

Рівняння руху поршня насоса з кривошипно-повзунним механізмом

$$\dot{x} = r \cdot \omega (\sin \omega t \pm 0,5 \lambda \sin 2\omega t), \quad (10)$$

де r – радіус кривошипа; ω – кутова швидкість приводного вала;

$\lambda = \frac{r}{l_{ш}}$ ($l_{ш}$ – довжина шатуна); t – поточний час.

Нагнітальна частина блока циліндра. За аналогією із всмоктувальною лінією складаємо рівняння руху в клапані (рис.3, б) циліндра, проходах сідла 2 і щілини 3 клапана, колекторі 4

$$P_{nin} - P_{nik} = K_{ni} \cdot Q_{ni} \cdot |Q_{ni}| + B_{ni} \cdot \dot{Q}_{ni}, \quad (11)$$

де P_{nin}, P_{nik} – тиски в початковому і кінцевому перерізах i -тої ділянки нагнітальної частини блока циліндра (тут і в подальшому індекси «н» та «і» означають відповідно нагнітальну лінію і номер ділянки:

$K_{ni} = (\mu_{ni} + \lambda_{ni} \cdot \frac{l_{ni}}{d_{ni}}) \cdot \frac{\rho}{2A_{ni}^2}$ – зведений коефіцієнт опору; μ_{ni}, λ_{ni} – кое-

фіцієнти місцевого і лінійного опору; l_{ni}, d_{ni}, A_{ni} – відповідно довжина, умовний діаметр проходу і площа перерізу ділянок; Q_{ni} – витрачання

рідини на i -вій ділянці; $B_{ni} = \rho \frac{l_{ni}}{A_{ni}}$ – коефіцієнт інерційності.

На стику ділянок тиски однакові, тобто

$$P_{nik} = P_{n(i+1)n} = P_{ni(i-1)}; \quad P_{nin} = P_{\psi}; \quad P_{nik} = P_{n2n} = P_{n12};$$

$$P_{n2k} = P_{n3n} = P_{n23}; \quad P_{n3k} = P_{n4n} = P_{n34}.$$

Рівняння витрачання рідини на стику ділянок

$$Q_{n1} = Q_{n2}; \quad (12)$$

$$Q_{n2} = Q_{n3} + v_n \cdot A_n + V_{\psi 2} \cdot \dot{P}_{n23}, \quad (13)$$

$$Q_{n3} + v_n \cdot A_n = Q_{n4} + V_n \cdot \dot{P}_{n34}. \quad (14)$$

де v_n, A_n – швидкість і площа тарілки клапана;

$V_{n2} = V_{он} \cdot \left(\frac{1}{E} + \frac{\Gamma \cdot P_a}{P_{н23}^2} \right)$ – ємнісна характеристика під клапанної порожнини; $V_{он} = V_o - V_{ов} - V_{оц}$ – об'єм під клапанної порожнини; V_o – об'єм

шкідливого простору циліндра; $V_k = \frac{V_{нр}}{E}$ – ємнісна характеристика колектора циліндра, що розглядається; $V_{нр}$ – внутрішній об'єм колектора.

Рівняння руху тарілки клапана

$$m_k a_k = P_{к23} \cdot A_{н1} - P_{к34} \cdot A_{н2} - G_T - C_n (X_{он} + X_T), \quad (15)$$

де m_k – маса тарілки і деталей, що рухаються з нею; a_k – прискорення тарілки; $A_{н1}, A_{н2}$ – площі перерізів тарілки зі сторони циліндра і колектора до повного відриву першої від сідла; G_T – сила тяжіння тарілки; $C_n, X_{он}$ – жорсткість і початкове підтискання пружини; X_T – переміщення тарілки ($\dot{X}_T = v_T$).

Напірна лінія. Рівняння руху рідини на ділянках 5 і 6 (рис. 3,б) аналогічні рівняння (11) при $i = 5, 6$.

Рівняння витрачання рідини на стику ділянок 4 і 5 і в пневмокомпенсаторі

$$Q_{н4} + Q_{нц} = Q_{н5} + V_{\Sigma н} \cdot \dot{P}_{н45} \quad (16)$$

$$Q_{н6} = V_{нк} \cdot \dot{P}_{н6к} \quad (17)$$

де $Q_{нц}$ – витрачання рідини із решти нагнітальних у даний момент часу

циліндрів; $V_{\Sigma н} = \frac{V_{цн}}{E}$ – ємнісна характеристика решти циліндрів і колекторів; $V_{цн}$ – сумарний об'єм колекторів і циліндрів решти нагнітальних

циліндрів; $V_{нк} = \frac{V_{кн} \cdot P_{мп}}{\beta_n \cdot P_{н6к}^2}$ – ємнісна характеристика пневмокомпенсатора;

$V_{кн}$ – конструктивний об'єм пневмокомпенсатора; $P_{н3}$ – тиск заправки газом; β_n – показник політропи; $P_{н6к}, P_{н57}$ – відповідно тиск в пневмокомпенсаторі і на стику ділянок 5, 6 і 7.

Рівняння руху рідини на ділянках 7 і 8 залежать від їх довжин. Тому окремо складаємо рівняння для випадку коротких ліній (стенд) і зосереджених параметрах і для достатньо довгих ліній (колона бурильних труб) в розподілених параметрах.

Короткі ділянки 7 і 8. Рівняння руху рідини

$$P_{н57} = (A_{н7} + A_{н8}) Q_{н7} |Q_{н7}| + (B_{к7} + B_{к8}) \cdot \dot{Q}_{к7} \quad (18)$$

Рівняння витрачання на стику ділянок 5, 6 і 7

$$Q_{н5} = Q_{н6} + Q_{н7} \quad (19)$$

Довгі ділянки 7 і 8. В цьому випадку рух рідини по них описується рівняннями з розподіленими параметрами. Рівняння руху рідини по ділянках труб і через місцевий опір мають вигляд

$$-\frac{\partial P_{ni}}{\partial X_{ni}} = \rho \left(\frac{\partial v_{ni}}{\partial t} + 2a_{ni} \cdot v_{ni} \right); \quad (20)$$

$$-\frac{\partial P_{ni}}{\partial t} = E \cdot \frac{\partial v_{ni}}{\partial X_{ni}}; \quad (21)$$

$$P_{н7к} - P_{н8н} = 0,5\mu \cdot \rho \cdot v_{н7к}^2; \quad (22)$$

де P_{ni}, v_{ni} – відповідно тиск і швидкість рідини вздовж ділянок ($i = 7, 8$); a_{ni} – параметр, що характеризує лінійний опір; μ – коефіцієнт місцевого опору долота і вибійного двигуна.

Таким чином, отримана замкнута система рівнянь, яка описує робочі процеси поршневого насоса. Враховується вплив всіх циліндрів на робочий процес, визначається не тільки сам факт виникання кавітації, але і газоміст рідини в циліндрі. Витрачання рідини в щілині клапана визначається з урахуванням руху тарілки клапана. Рух рідини в коротких лініях описано з урахуванням інерційності рідини, а в довгих лініях – рівняннями з розподіленими параметрами.

Чисельний розрахунок робочого процесу насоса. Виходячи із того, що одним із клапанів вся трубопровідна система завжди роз'єднана на зони низького і високого тиску і складається умовно із п'яти ділянок, на основі отриманих рівнянь можуть бути утворені чотири підсистеми. Вони відповідно описують процеси у всмоктувальній лінії; сумісні процеси у всмоктувальній лінії і в циліндрі; процеси в циліндрі і напірній лінії; рух рідини в напірній лінії. Крім того, робочий цикл насоса поділений в часі на 3 інтервали:

1 Закриття нагнітального клапана при зворотному ході поршня і рух рідини у всмоктувальній лінії.

2 Зниження тиску в циліндрі, всмоктування до закриття всмоктувального клапана і рух рідини у напірній лінії.

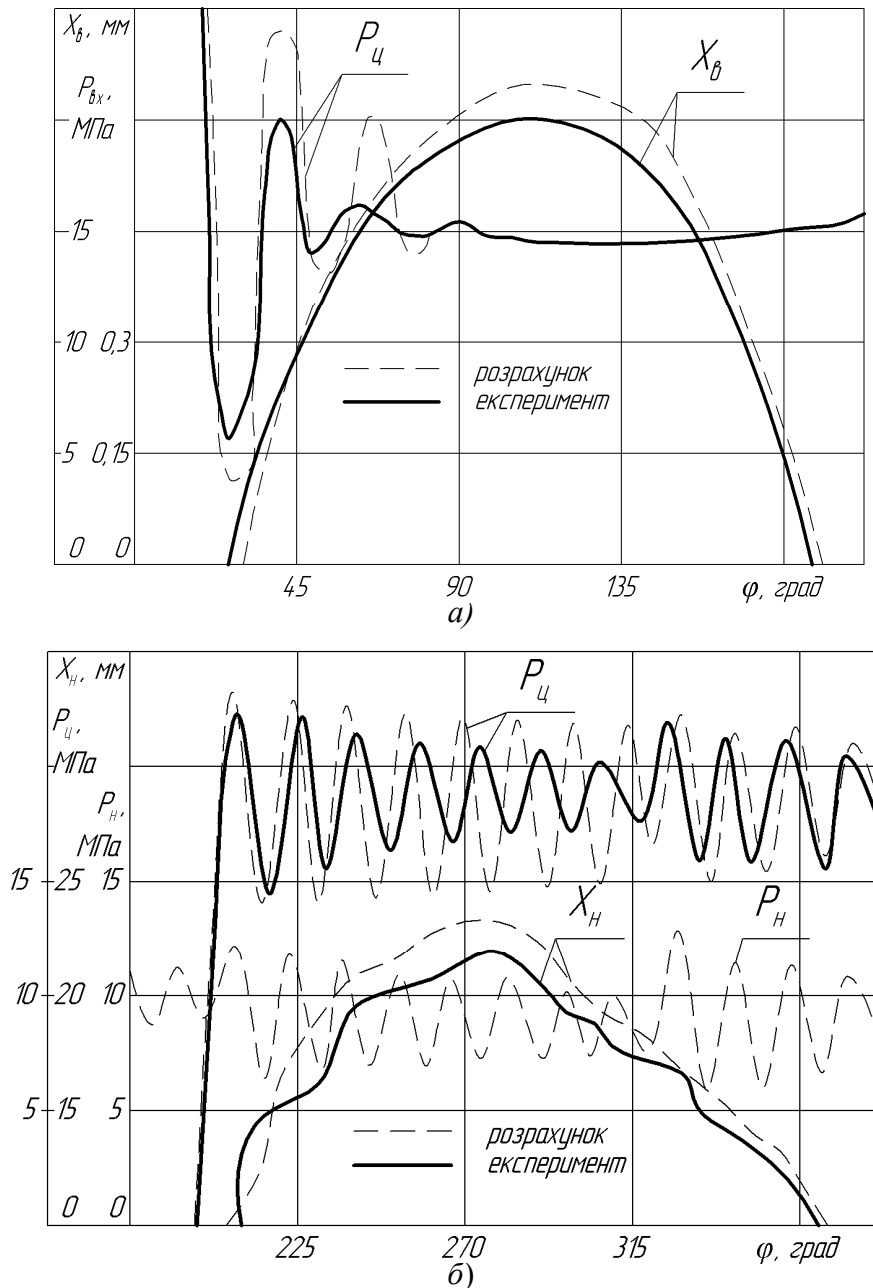
3 Наростання тиску в циліндрі, нагнітання до закриття клапана і рух рідини у всмоктувальній лінії.

При інтегруванні систем рівнянь ділянки 7 і 8 (рис. 3,б) прийнято відносно короткими, що дозволяє процеси руху в них описати рівняннями із зосередженими параметрами.

Використання запропонованого алгоритму розроблена програма з інтегрування систем рівнянь і виконано чисельний експеримент.

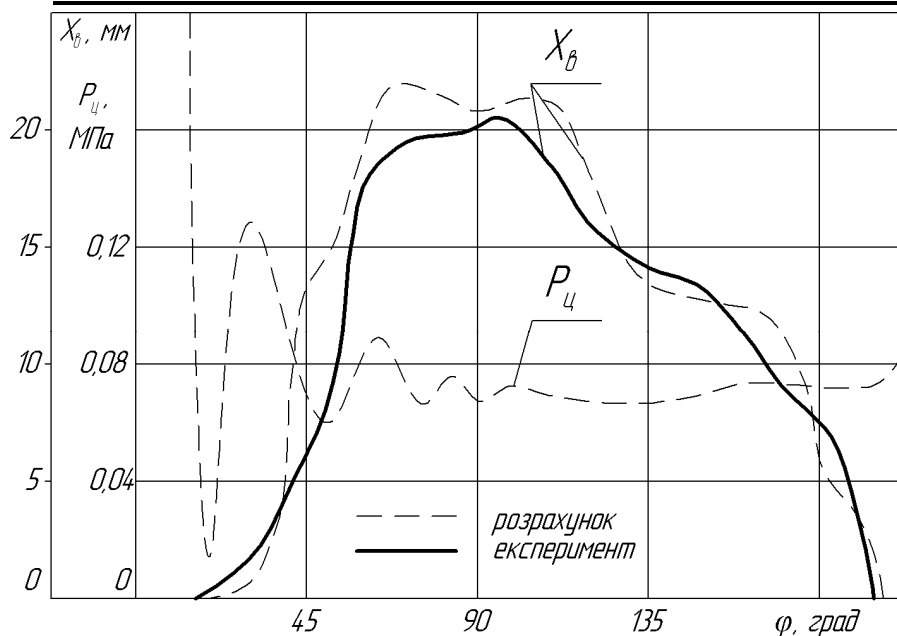
На рис. 4-6 наведено результати розрахунку і експерименту процесів всмоктування і нагнітання насоса НБТ – 600 при нормальному компонуванні ліній всмоктування і нагнітання (рис. 4) в режимі самовсмok-

тування (рис. 5), при відсутності пневмокомпенсаторів на вході і виході (рис. 6).

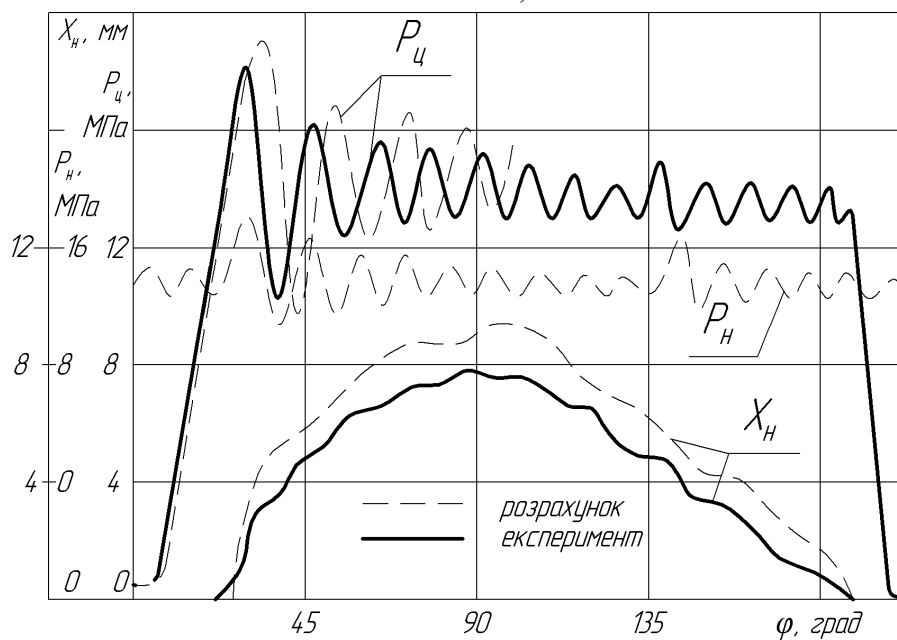


а) всмоктування; б) нагнітання; $x_\delta, x_\text{н}$ – переміщення тарілок клапанів; $P_\text{ц}$ – тиск в циліндрі; $P_\text{вх}, P_\text{н}$ – тиск в приймальному і напірному колекторах

Рис. 4. Показники роботи насоса при $n = 127 \text{ ход/хв}$, $d_\text{ц} = 140 \text{ мм}$ при нормальному компонуванні лінії всмоктування і нагнітання



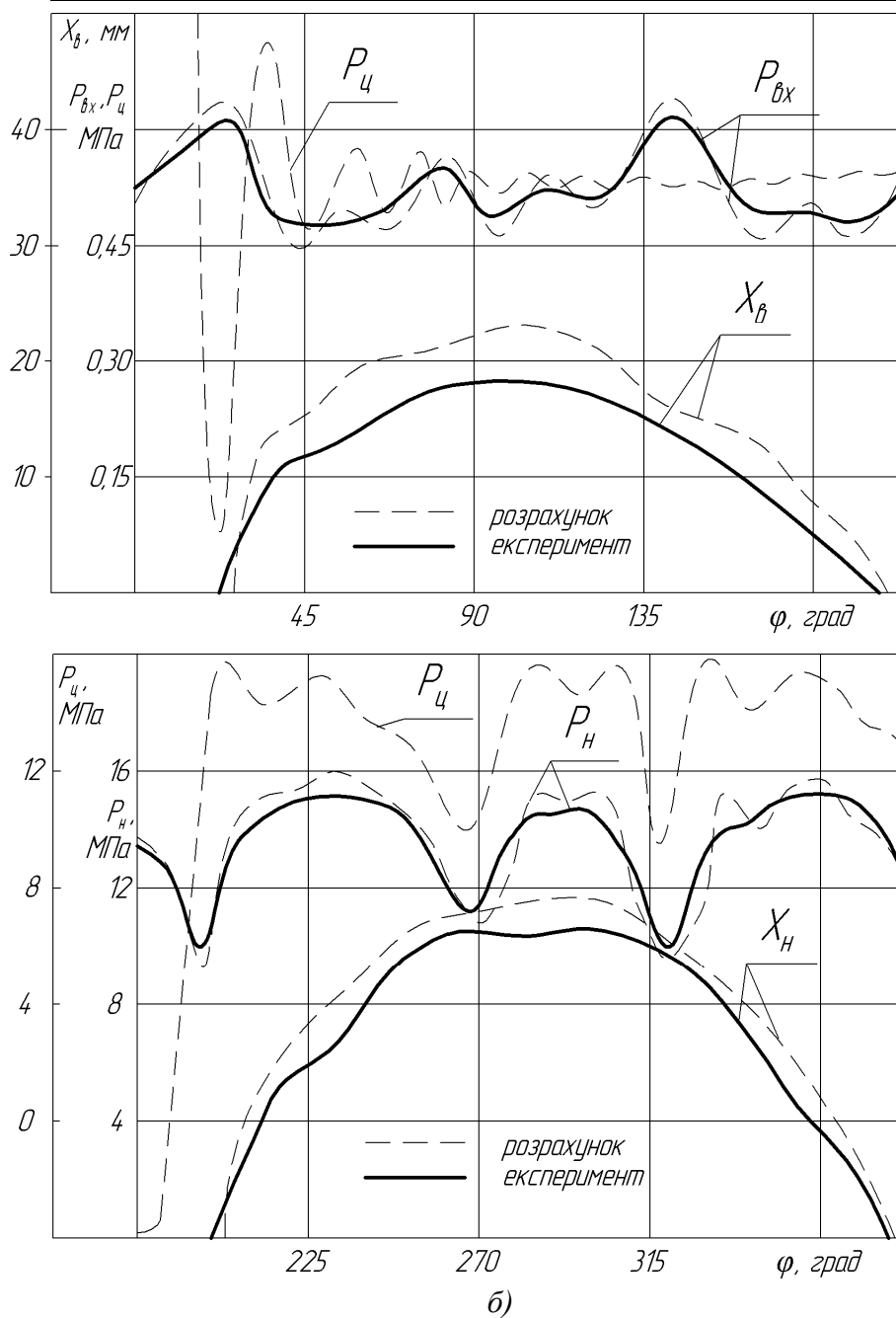
а)



б)

а) всмоктування; б) нагнітання; x_b, x_n – переміщення тарілок клапанів; P_c – тиск в циліндрі; P_{ex}, P_n – тиск в приймальному і напірному колекторах

Рис.5. Показники роботи насоса при $n = 140 \text{ ход/хв}$, $d_{ц} = 140 \text{ мм}$ без підпірного насоса



а) всмоктування; б) нагнітання; x_b ; x_h – переміщення тарілок клапанів; P_c – тиск в циліндрі; P_{vx} , P_n – тиск в приймальному і напірному колекторах

Рис.6. Параметри роботи насоса при $n = 120$ ход/хв, $d_c = 180$ мм без підпірного насоса пневмокомпенсаторів на вході і на виході

Незважаючи на наявність гасителя пульсації на всмоктувальній і нагнітальній лініях в циліндрі і напірній лінії виникають високочастотні

вільні коливання (частота біля 70 Гц) з найбільшою амплітудою 2,1...2,2 МПа на виході і 0,3...0,5 МПа на вході (рис. 4). Це обумовлено, передусім, запізненням відкриття нагнітального і всмоктувального клапанів, які складають відповідно 20...35° і 15...30°. Тарілка клапана також зазнає високочастотних коливань. Ефективне демпфування коливальних процесів в циліндрі і на вході насоса при всмоктуванні викликано, на наш погляд, передусім виділенням повітря із рідини внаслідок виникнення вакууму і різким зменшенням жорсткості газорідинної суміші. Амплітуда тиску пропорційна тиску нагнітання, причому пульсація тиску виникає в момент зрушування клапанів і передається на решту циліндрів. Незважаючи на наявність на всмоктувальній лінії підпірного насоса і пневмокомпенсатора, в циліндрі на початку циклу всмоктування виникає вакуум (рис. 4), який може призвести до кавітації.

Дана математична модель робочого процесу бурових насосів та її аналіз може бути базою для подальших науково-практичних досліджень робочих процесів бурових насосів інших моделей, наприклад, двопоршневих насосів двосторонньої дії. Це, в свою чергу, дасть змогу оптимізувати існуючі і розробляти нові конструкції насосів з кращими робочими параметрами.

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 Чаплінський С.С. Математична модель роботи клапанів поршневого бурового насоса / С.С. Чаплінський, З.М. Одосій, І.Д. Лівак // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №4. – 54-59 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 12.03.2015 р.

*Рекомендовано до друку д.т.н. професором Артимом В.І.,
к.т.н. Куновським Г.П. (м. Буриштин)*

ANALYSIS OF MATHEMATICAL MODEL OF BORING PUMP OPERATION PROCESS

V. T. Ivaschenko, M. M. Lyakh

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;

76019, Ivano-Frankivsk, st. Carpats'ka, 15;

ph: +380(342)-72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua

The recent mathematical model of boring pump operation process is observed in the issue. It subscribe operation modes in boring pumps as: bore washing out process intaking line, simultaneous process intaking line and pump chamber, in pump chamber and discharge line, liquid mud flowing in discharge line. Opportunities for further correction and improving of the mode are investigated, according to results of mathematical model analysis.

Key words: *boring pump, intaking line, discharge line, valve, collector, dampener, post on and cylinder unit.*