

*Д. О. ПАНЕВНИК***МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА**

Розроблена математична модель руху робочого потоку в проточній частині струминного насоса на основі використання радіальної функції комплексної змінної із зміщеним центром витoku. Відповідно до прийнятої моделі робоча рідина радіально асиметрично виходить із зміщеного центру витoku у всіх напрямках. Відстань до центру витoku має обернений вплив на швидкість поширення робочої рідини. Зміщений виток радіальної функції дозволяє врахувати неспіввідповідність робочої насадки та камери змішування внаслідок неякісного виготовлення деталей струминного насоса. Вектор комплексного потенціалу із зміщеним витком визначений як різниця векторів, початок яких знаходиться в центрі координат, а кінцеві точки характеризують початкове та кінцеве положення зміщеної функції. З використанням рівняння потенціалу швидкостей та функції течії отримано співвідношення для комплексного потенціалу плоско-радіального та просторового робочого потоку із одностороннім та двостороннім зміщенням центру витoku. Кінематична картина руху робочого середовища визначається просторовою гідродинамічною сіткою утвореною еквіпотенціальними поверхнями та поверхнями течії функцій витoku, яка має вигляд ортогонально розміщених коаксимальних сфер та радіальних меридіональних площин. Зміщення витoku визначає відхилення осі робочої швидкості від осі камери змішування струминного насоса. Встановлено, що профілі швидкостей радіального потоку із зміщеним витком втрачають свою подібність і серія кінематичних кривих не може бути замінена єдиною безрозмірною залежністю, яка визначала б кінематику потоку незалежно від відстаней між точкою витoku та вхідним перерізом камери змішування струминного насоса. Величина зміщення центру витoku має обернений вплив на швидкість радіального потоку і зменшується при зростанні відстані до камери змішування. При зростанні величини зміщення витoku збільшується асиметричність профілю швидкостей та зростає його нерівномірність. Накладання отриманої характеристичної функції асиметричної радіальної течії та вихрової функції комплексної змінної дозволяє визначити структуру рівняння змішаного потоку при моделюванні процесу обертання струминного насоса в свердловині.

Ключові слова: свердловинний струминний насос, ежекційна система, потенціальні потоки, гідродинамічні функції, комплексний потенціал, зміщена функція витoku, еквіпотенціальні лінії, лінії течії.

*D. PANEVNYK***SIMULATION OF A WELL JET PUMP WORKING PROCESS**

A mathematical model of the movement of the working flow in the flow part of the jet pump was developed based on the use of a radial function of a complex variable with a shifted leakage center. According to the accepted model, the working fluid radially asymmetrically exits from the displaced leakage center in all directions. The distance to the center of the leak has an inverse effect on the rate of spread of the working fluid. The offset turn of the radial function allows you to take into account the misalignment of the working nozzle and the mixing chamber due to poor manufacturing of jet pump parts. The vector of the complex potential with a shifted origin is defined as the difference of vectors whose origin is at the center of coordinates, and the endpoints characterize the initial and final positions of the shifted function. Using the equation of the potential of velocities and the stream function, the relationship for the complex potential of the plane-radial and spatial working flow with one-way and two-way displacement of the leakage center is obtained. The kinematic picture of the movement of the working medium is determined by a spatial hydrodynamic grid formed by equipotential surfaces and flow surfaces of leakage functions, which has the form of orthogonally placed coaxial spheres and radial meridional planes. The leakage displacement determines the deviation of the axis of the working nozzle from the axis of the displacement chamber of the jet pump. It is established that the velocity profiles of the radial flow with a displaced leak lose their similarity and the series of kinematic curves cannot be replaced by a single dimensionless dependence that would determine the flow kinematics regardless of the distance between the leak point and the inlet cross-section of the mixing chamber of the jet pump. The displacement of the leakage center has an inverse effect on the radial flow rate and decreases with increasing distance to the mixing chamber. As the value of the leakage displacement increases, the asymmetry of the velocity profile increases and its unevenness increases. Superimposition of the obtained characteristic function of the asymmetric radial flow and the vortex function of the complex variable allows to determine the structure of the mixed flow equation when simulating the rotation process of the jet pump in the well.

Keywords: well jet pump, ejection system, potential flows, hydrodynamic functions, complex potential, shifted leakage function, equipotential lines, streamlines.

Вступ. Завдяки простій конструкції та відсутності рухомих частин струминні насоси відзначаються високою надійністю, що зумовило їх широке використання при реалізації низки основних технологічних операцій розробки покладів вуглеводнів. Суттєвою перевагою застосування нафтогазових ежекційних технологій є можливість встановлення струминних насосів у важкодоступних місцях, збереження працездатності в агресивному середовищі в умовах впливу високого газового фактору та обводненості продукції свердловини за наявності абразивних механічних домішок і включень парафіну. Ускладнення умов розробки нових нафтогазових родовищ та необхідність підвищення рентабельності діючих покладів вуглеводнів є причиною зростання частки використання ежекційних технологій. Застосування ежекційних технологій для відновлення та залучення в експлуатацію недіючих

свердловин сприяє підвищенню енергетичної безпеки країни.

Основним недоліком свердловинної ежекційної системи є низький ККД струминного насоса, що пов'язано з особливостями процесу змішування робочого та інжектваного потоку в його проточній частині. Внаслідок суттєвої різниці швидкостей робочого та інжектваного потоків в прилеглому шарі, який відокремлює змішувані середовища виникає інтенсивне вихроутворення, яке супроводжується значними гідравлічними втратами та дисипацією енергії. Низькі енергетичні характеристики струминного насоса зумовлюють необхідність створення умов, які б забезпечили його експлуатацію в оптимальному режимі. Вибір оптимальних конструкторських та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи вимагає удосконалення існуючих математичних моделей

робочого процесу струминного насоса. Зважаючи на поширеність нафтогазових ежекційних технологій підвищення ефективності проектування конструкції та прогнозування режиму роботи свердловинного струминного насоса є актуальним завданням.

Аналітичний огляд літератури. Найбільш поширена математична модель робочого процесу ежекційної системи заснована на використанні рівняння збереження імпульсу руху рідини в замкненому об'ємі камери змішування струминного насоса [1], яке розв'язується спільно з рівнянням Бернуллі та неперервності потоку. На відміну від інших гідромашин динамічного типу струминний насос з'єднується з гідравлічною системою за допомогою трьох гідравлічних ліній, внаслідок чого для характеристики його робочого процесу застосовуються безрозмірні співвідношення у вигляді відносного напору та коефіцієнта інжекції [2]. У випадку використання направляючих елементів для закручування змішуваних потоків класичне вихідне рівняння балансу сумарного імпульсу руху рідини доповнюється елементами теорії вихрових потоків [3]. При цьому структура традиційного рівняння напірної характеристики струминного насоса містить додаткову складову, яка визначає напір, створюваний відцентровими силами при обертанні змішуваних середовищ. Друга за поширеністю математична модель передбачає використання для опису руху змішуваних потоків системи диференціальних рівнянь у частинних похідних (рівнянь Нав'є-Стокса) [4]. Згадана система передбачає спільний розв'язок рівнянь руху рідини, збереження енергії та суцільності потоку, а його кінематичні параметри визначаються за допомогою прийнятої моделі турбулентності. Для розв'язку системи рівнянь Нав'є-Стокса, зазвичай, використовується метод скінченних елементів із залученням комп'ютерних програм SolidWorks [5] та ANSYS [6]. Розрахункові алгоритми для автоматизованого проектування свердловинних ежекційних систем можуть бути побудовані із застосуванням мови програмування Python [7]. Області застосування математичних моделей робочого процесу струминного насоса обмежуються виконанням умови його експлуатації в докавітаційному режимі [8]. Внаслідок високої швидкості витікання робочого потоку у вихідному перерізі робочої насадки виникає область низького тиску. Величина втрат швидкісного напору може перевищувати значення гідростатичного і гідродинамічного тиску внаслідок чого відбувається розрив робочого потоку. Кавітаційна область може виникати також в інжектваному потоці на вході в камеру змішування струминного насоса. Кавітаційний розрахунок свердловинного струминного насоса дозволяє визначити мінімально допустиму глибину його розміщення в свердловині, або максимально допустиму величину робочої витрати. У випадку фіксованих значень згаданих параметрів в процесі проектування конструкції ежекційної системи розраховується мінімально допустимий діаметр робочої насадки або камери змішування струминного

насоса. Режим роботи ежекційної системи визначається шляхом спільного розв'язку рівнянь напірної характеристики струминного насоса та його гідравлічної системи. Зважаючи на конструкцію наддолотної ежекційної системи в процесі моделювання її робочого процесу застосовується метод електрогідродинамічної аналогії [9]. В процесі оптимізації конфігурації проточної частини струминного насоса моделюється вплив на характеристики ежекційної системи довжини камери змішування [10], наявності дифузора [11], відстані між робочою насадкою та камерою змішування [12], співвідношення діаметрів камери змішування та робочої насадки [13].

Незважаючи на тенденцію до зростання обсягу теоретичних досліджень робочого процесу ежекційних систем існуючі математичні моделі недостатньо враховують особливості експлуатації свердловинних струминних насосів. Поза увагою широкого кола дослідників залишаються питання пов'язані з можливістю обертання струминного насоса в свердловині. Зокрема при реалізації процесу поглиблення свердловин струминний насос обертається разом з колоною бурильних труб. Відомі також конструкції свердловинних компоновок, в яких обертання струминного насоса здійснюється за допомогою гідравлічних двигунів. Обертаний рух в свердловині супроводжується появою інерційних сил і ежекційна система набуває ознак характерних для відцентрових насосів. Наявність додаткових експлуатаційних факторів, які не враховуються сучасними математичними моделями, знижує ефективність проектування конструкцій та прогнозування режимів експлуатації свердловинних струминних насосів. В роботі [14] запропоновано складові змішаного потоку моделювати у вигляді функцій вихоровиток та паралельно-струминної течії. Рівняння руху змішаного потоку може бути представлено комплексним потенціалом, складові якого відповідають рівнянням Лапласа та умовам Коши-Римана і визначають кінематику безвихрової течії. Принцип накладання циркуляційної течії на радіальний потік дозволяє враховувати при моделюванні робочого процесу ежекційної системи обертання струминного насоса в свердловині при реалізації окремих технологічних операцій.

Мета та задачі дослідження. Метою досліджень є обґрунтування можливості застосування для моделювання процесу обертання струминного насоса в свердловині елементарної гідродинамічної радіальної функції комплексної змінної із зміщеним центром виток робочої рідини.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- визначення вигляду комплексного потенціалу плоскої та просторової радіальної функції із зміщеним центром виток;
- перевірка умов аналітичності отриманого рівняння комплексного потенціалу із зміщеним витком;
- дослідження кінематики радіального потоку із

зміщеним центром витоку.

Основна частина. Враховуючи конструкцію ежекційних систем, зміщений виток радіальної функції має місце у випадку неякісного виготовлення деталей проточної частини струминного насоса, внаслідок чого виникає радіальна неспіввісність робочої насадки і камери змішування. Зміщена радіальна функція відповідає відхиленню початкової точки вектора комплексного потенціалу від центра витоку. Враховуючи особливості векторного аналізу, вектор комплексного потенціалу із зміщеним витоком може бути визначений як різниця векторів, початок яких знаходиться в центрі координат, а кінцеві точки характеризують початкове та кінцеве положення зміщеної функції (рис. 1).

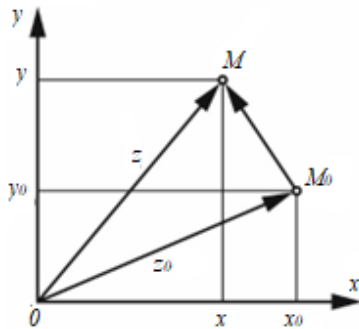


Рис. 1. Геометрична інтерпретація плоского витоку із зміщеним центром координат

Тоді у випадку плоскої радіальної функції комплексний потенціал із зміщеним витоком може бути визначений за формулами

$$W = \frac{Q}{2\pi} \ln(z - z_0); \quad (1)$$

$$\varphi = \frac{Q}{2\pi} \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}; \quad (2)$$

$$\psi = \frac{Q}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y - y_0}{x - x_0}, \quad (3)$$

де Q – витрата рідини;

z – комплексна координата, що відповідає симетричному витоку;

z_0 – комплексна координата, що відповідає початковій точці вектора зміщеної функції;

x, y, x_0, y_0 – координати точок для симетричного та асиметричного витоку.

Комплексні координати z, z_0 , у свою чергу, мають координати x, y та x_0, y_0 (рис. 1), тобто виконуються співвідношення $z = x + iy, z_0 = x_0 + iy_0$. Використовуючи формулу Ейлера для показової форми комплексного числа та правила перетворення логарифмів запишемо

$$W = a \ln(z - z_0) = a \ln(r - r_0) + ai\theta, \quad (4)$$

де a – дійсне число, $a = Q/2\pi$;

r, r_0 – модуль комплексного числа відповідно для симетричного та асиметричного витоку.

Враховуючи взаємозв'язок між полярними та декартовими координатами запишемо рівняння для визначення функції плоского витоку із зміщеним джерелом робочого потоку

$$\varphi = a \ln(r - r_0) = a \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}; \quad (5)$$

$$\psi = ai\theta = a \cdot \operatorname{arctg} \frac{y - y_0}{x - x_0}. \quad (6)$$

В рівняннях (5), (6) враховано формули для визначення модуля комплексного числа $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, $r_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$.

Враховуючи структуру формул (5), (6) та аналогічні співвідношення для симетричної радіальної функції [15] визначимо вигляд рівнянь, які характеризують потенціал швидкостей та функцію течії для випадку зміщеного просторового витоку. Для осесиметричного потоку в циліндричних координатах отримаємо

$$\varphi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{(z - z_0)^2 + (r - r_0)^2}}; \quad (7)$$

$$\psi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{z - z_0}{(z - z_0)^2 + (r - r_0)^2}. \quad (8)$$

Відповідно до рівнянь (7), (8) проаналізуємо вигляд еквіпотенціальних ліній та ліній течій в координатах r_0z . Координати характерних точок еквіпотенціальних ліній визначаємо використовуючи функцію потенціалу швидкостей (рівняння (7)). Для точок перетину еквіпотенціальної лінії з горизонтальними осями (рис. 2, а) використовуючи елементарні співвідношення запишемо

$$z - z_0 = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - (r - r_0)^2};$$

$$\text{т. 1, 6: } r = r_0; z = z_0 \pm \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (9)$$

$$\text{т. 2, 5: } r = 0; z = z_0 \pm \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - r_0^2}.$$

Аналогічно визначаємо координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з вертикальними осями (рис. 2, а).

Використовуючи рівняння (7) запишемо

$$r - r_0 = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - (z - z_0)^2};$$

$$\text{т. 8, 3: } z = z_0; r = r_0 \pm \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (10)$$

$$\text{т. 7, 4: } z = 0; r = r_0 \pm \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - z_0^2}.$$

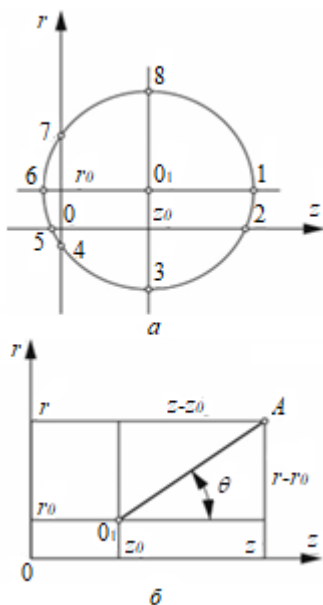


Рис. 2. Еквіпотенціальні лінії (а) і лінії течії (б) просторового витoku із двостороннім зміщенням його центру

Рівняння прямої, що визначає лінію течії (лінія O_1A на рис. 2, б) визначаємо використовуючи рівняння (8). Після елементарних перетворень формули (8) отримаємо вираз для визначення кутового коефіцієнта лінії течії

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{r-r_0}{z-z_0} = \sqrt{16\pi^2\varphi^2 - 1}. \quad (11)$$

Рівняння (7), (8) необхідно адаптувати до умов використання струминного насоса. Зміщення точки витoku в напрямку зміни координати є регульованим параметром, який визначає максимальний ККД струминного насоса. Зміщення в напрямку осі z , таким чином, є регульованою величиною і може враховуватись рівнянням функції течії з незміщеним витokом. Зміщення витoku в напрямку осі r визначає відхилення осі робочої насадки від осі камери змішування струминного насоса внаслідок неякісного виготовлення деталей його проточної частини. Функція комплексного потенціалу в цьому випадку повинна містити величину, яка визначає зміщення витoku в напрямку осі r . Рівняння потенціалу швидкостей та функції течії у випадку одностороннього зміщення витoku має вигляд

$$\varphi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r-r_0)^2}}; \quad (12)$$

$$\psi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{z}{z^2 + (r-r_0)^2}. \quad (13)$$

Визначимо графічне зображення складових комплексного потенціалу з одностороннім зміщенням витoku. Рівняння (12) визначає графік еквіпотенціальної лінії, а рівняння (13) – лінії течії (рис. 3).

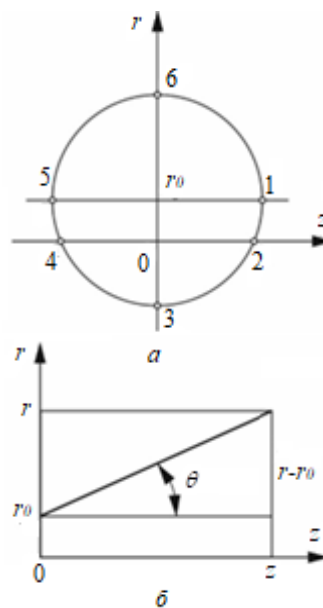


Рис. 3. Еквіпотенціальні лінії (а) і лінії течії (б) просторового витoku із одностороннім зміщенням його центру

Координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з горизонтальною віссю визначаємо з рівняння (12)

$$z = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - (r-r_0)^2};$$

т. 1, 5: $r = r_0; z = \pm \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (14)$

т. 2, 4: $r = 0; z = \pm \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - r_0^2}.$

Координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з віссю r визначаємо з рівняння (12).

Після здійснення підстановки $z = 0$ отримаємо

$$r-r_0 = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - z^2};$$

т. 6: $z = 0; r = r_0 + \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (15)$

т. 3: $z = 0; r = r_0 - \frac{Q}{4\pi\varphi}.$

Рівняння лінії течії (рис. 3, б) визначаємо з формули (13). Кутовий коефіцієнт лінії течії зміщеного витoku визначаємо за формулою

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{r-r_0}{z} = \sqrt{16\pi^2\varphi^2 - 1}.$$

Перевіримо умови аналітичності комплексного потенціалу із зміщеним витokом. Визначимо компоненти радіальної швидкості шляхом диференціювання функції потенціалу швидкості

$$V_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z} = \frac{Q}{4\pi} \frac{z}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}; \quad (16)$$

$$V_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{Q}{4\pi} \frac{r - r_0}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}. \quad (17)$$

Структура рівнянь для визначення компонентів швидкості з врахуванням функції течії містить координату зміщеного витоку

$$V_z = \frac{1}{r - r_0} \frac{\partial \psi}{\partial r}; V_r = -\frac{1}{r - r_0} \frac{\partial \psi}{\partial z}. \quad (18)$$

Враховуючи рівняння (18) запишемо

$$V_z = \frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{Q}{4\pi} \frac{z}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}; \quad (19)$$

$$V_r = \frac{\psi}{\partial z} = \frac{Q}{4\pi} \frac{r - r_0}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}. \quad (20)$$

Рівність компонентів швидкості, визначених за формулами (16), (19) та (17), (20), свідчить про виконання умов Коши-Римана. Тоді результуюча радіальна швидкість у випадку зміщення витоку може бути визначена за формулою

$$\left| \frac{\partial w}{\partial z} \right| = \sqrt{V_z^2 + V_r^2} = \frac{Q}{4\pi} \frac{1}{z^2 + (r - r_0)^2}. \quad (21)$$

Визначимо характер розподілу горизонтальних проєкцій швидкості використовуючи рівняння (19). Максимальне значення горизонтальної проєкції швидкості має місце у випадку $r = r_0$

$$V_{z \max} = \frac{Q}{4\pi z^2}, \quad (22)$$

тобто максимальна швидкість радіального потоку порівняно з симетричним розміщенням витоку [15] залишається незмінною.

Визначимо величину робочої витрати Q_p на вході в камеру змішування струминного насоса. Аналог формули для симетричного потоку [15] у випадку зміщеного витоку має вигляд

$$Q_p = 2\pi \left[\psi((r - r_0), z) - \psi(r_0, z) \right]. \quad (23)$$

Тоді використовуючи рівняння функції течії для зміщеного витоку (формула (13) запишемо

$$Q_p = \frac{Q}{2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \right). \quad (24)$$

Після заміни радіуса діаметром камери змішування $r = d_k/2$ отримаємо

$$Q_p = \frac{Q}{2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}} \right). \quad (25)$$

Середню швидкість робочого потоку визначимо шляхом ділення витрати на площу камери змішування S_k

$$V_{\text{сеп}} = \frac{2Q_p}{\pi d_k^2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}} \right). \quad (26)$$

Тоді враховуючи рівняння (22), (26) визначимо коефіцієнти нерівномірності робочого потоку. Для визначення коефіцієнта нерівномірності використовуємо співвідношення $\Phi_{\text{рзм}} = V_{\text{сеп}}/V_{z \max}$

$$\Phi_{\text{рзм}} = \frac{8}{(d_k/z)^2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}} \right). \quad (27)$$

Визначимо закономірності зміни кінематичних параметрів радіального потоку із зміщеним витоком. Розглянемо характер розподілу горизонтальної компоненти радіальної швидкості представлені рівняннями (16), (19). Враховуючи, що координата z в рівняннях (16), (19) визначає відстань між точкою витоку та вхідним перерізом камери змішування $z = l_p$ запишемо

$$V_z = \frac{Q l_p}{4\pi (l_p^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}. \quad (28)$$

Графічне зображення рівняння (28) для фіксованої величини зміщення витоку $r_0 = 0,005$ м побудоване для таких відстаней між точкою витоку та камерою змішування струминного насоса: $l_{p1} = 0,01$ м; $l_{p2} = 0,012$ м; $l_{p3} = 0,015$ м (рис. 4, а).

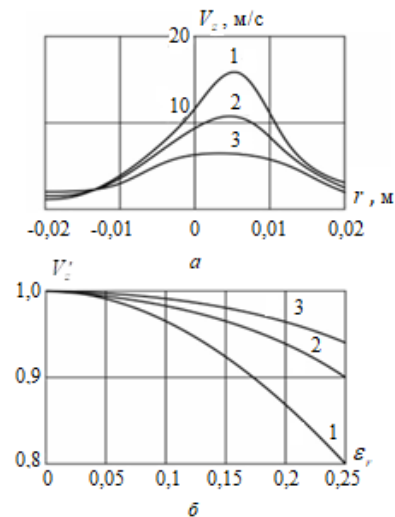


Рис. 4. Поле швидкостей робочого потоку для зміщеного витоку:

а – профіль швидкостей для різних відстаней до точки витоку l_p : 1 – 0,01 м; 2 – 0,012 м; 3 – 0,015 м; б – відносна осьова швидкість робочого потоку для різних відстаней до робочої насадки l_p : 1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м

Аналіз отриманих кривих свідчить про порушення симетричності профілів швидкостей зміщеного витоку. Максимальні значення швидкостей

локалізуються в напрямку зміщення точки витоку, а положення екстремумів кінематичних кривих відповідає ексцентриситету $e = r_0$, який визначається величиною зсуву джерела радіального потоку. На відміну від симетричного поля швидкостей профілі радіального потоку із зміщеним витоком втрачають свою подібність і серія кінематичних кривих не може бути замінена єдиною безрозмірною залежністю, яка визначала б кінематику потоку незалежно від відстаней між точкою витоку та вхідним перерізом камери змішування струминного насоса.

Вплив величини зміщення точки витоку на кінематику радіального потоку розглянемо шляхом визначення співвідношення швидкостей асиметричного $V_{зм}$ та симетричного V потоків. Результуюча радіальна швидкість радіального потоку у випадку нульового зміщення витоку може бути визначена за формулою (21) після підстановки значень $r_0 = 0$

$$V = \frac{Q}{4\pi} \frac{1}{z^2 + r^2}. \quad (29)$$

Тоді формула для визначення співвідношення швидкостей $V_{зм}$, V враховуючи рівняння (21), (29) має вигляд

$$V' = \frac{V_{зм}}{V} = \frac{z^2 + r^2}{z^2 + (r - r_0)^2}. \quad (30)$$

Від результуючих швидкостей радіального потоку перейдемо до осьових. Після підстановки координати $r = 0$ отримаємо

$$V'_{зм} = \frac{V_{зм}}{V_z} = \frac{1}{1 + (r_0/z)^2} = \frac{1}{1 + (r_0/l_p)^2}. \quad (31)$$

Аналіз отриманої залежності свідчить (рис. 4, б) про обернений вплив відносного зміщення витоку ($\varepsilon_r = r_0/r_k$, де r_k – радіус камери змішування) на швидкість радіального потоку. Зростання відстані до камери змішування мінімізує вплив величини зміщення витоку на швидкість радіального потоку.

Для оцінки впливу величини зміщення витоку на нерівномірність розподілу швидкостей визначимо співвідношення коефіцієнтів нерівномірності у випадку зміщеного та симетричного витоку. Коефіцієнт нерівномірності у випадку симетричного витоку отримаємо з рівняння (27) після здійснення підстановки $r_0 = 0$

$$\varphi_p = \frac{8}{(d_k/z)^2} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}} \right). \quad (32)$$

Використовуючи рівняння (27), (32) запишемо

$$\bar{\varphi}_p = \frac{\varphi_{рзм}}{\varphi_p} = \frac{\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}}}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}}}. \quad (33)$$

Аналіз рівняння (33) та його графічного зображення (рис. 5) показує, що відносний коефіцієнт нерівномірності у випадку нульового зміщення витоку $r_k = 0$ приймає значення $\bar{\varphi}_p = 1$. При зростанні величини зміщення витоку збільшується асиметричність профілю швидкостей і коефіцієнт нерівномірності знижується, тобто нерівномірність розподілу швидкостей зростає.

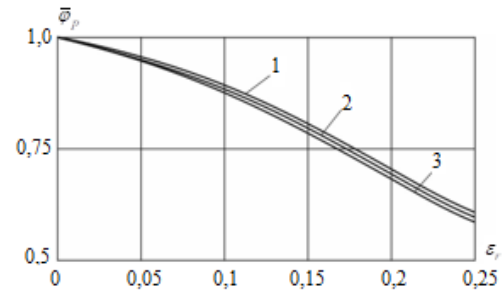


Рис. 5. Відносний коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей робочого потоку із зміщеним витоком для різних відстаней до точки витоку l_p :
1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м

Проведений аналіз показує, що радіальне зміщення витоку безумовно впливає на характер поля швидкостей в камері змішування струминного насоса, внаслідок чого величину зміщення необхідно враховувати при прогнозуванні режиму роботи свердловинної ежекційної системи.

Висновки. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. Радіальна елементарна тривимірна характеристична функція комплексної змінної із зміщеним центром витоку може використовуватись для моделювання робочого процесу ежекційної системи у випадку неякісного виготовлення деталей проточної частини струминного насоса і радіальної неспіввідповідності робочої насадки і камери змішування.

2. Встановлені умови аналітичності отриманого рівняння комплексного потенціалу із зміщеним витоком, що дало змогу визначити результуючу швидкість радіального потоку у вигляді частинної похідної характеристичної функції.

3. Досліджена кінематика радіального потоку:

- радіальне зміщення витоку порушує симетричність та подібність профілів швидкостей робочого потоку;

- екстремальні значення кінематичних кривих відповідають величині зсуву джерела радіального потоку;

- зміщення витоку має обернений вплив на відносну осьову швидкість робочого потоку для різних відстаней до робочої насадки;

- зростання величини зміщення витоку підсилює нерівномірність розподілу швидкостей робочого потоку.

Завдання подальших досліджень полягає в обґрунтуванні можливості використання радіальної та циркуляційної функції для моделювання робочого процесу струминного насоса із врахуванням особливостей його обертання в свердловині.

Список літератури

- Vélez R., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urías L., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J., Vite-Morales A., Gutiérrez-Domínguez E. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*. 2019, vol. 35, issue 1, 8 p. doi: 10.23967/j.rimni.2018.11.002
- Aissa W. A., Eissa M. S., Mohamed A. H. Experimental and Theoretical Investigation of Water Jet Pump Performance. *International Journal of Applied Energy Systems*. 2021, vol. 3, no. 1, 13 p.
- Panevnyk D. A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, No. 9, P. 579–586. doi: 10.18668/NG.2021.09.02
- Wang Z., Lei Y., Wu Z., Wu J., Zhang M., Liao R. Structure Size Optimization and Internal Flow Field Analysis of a New Jet Pump Based on the Taguchi Method and Numerical Simulation. *Processes*. 2023, Vol. 11, issue 2, 24 p. doi: 10.3390/pr11020341
- Бутенко А. Г., Смык С. Ю. Повышение эффективности работы центральных эжекторов. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2013. № 2. С. 62–65. <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/127209>
- Han W., Xie W., Li R., Wang H., Pan Y., Chen R., Han J. Analysis of influence of guide vane wrap angle and blade number on propulsive performance of a water jet propulsor. *Modern Physics Letters B*. 2021, Vol. 35, no. 33, 16 p. doi: 10.1142/S0217984921505035
- Merrill R., Shankar V., Chapman T. Three-Phase Numerical Solution for Jet Pumps Applied to a Large Oilfield. *Proc. of the Abu Dhabi Int. Petroleum Exhibition & Conference (9–12 November 2020, Abu Dhabi, UAE)*. Abu Dhabi, 2020. Paper Number SPE-202928-MS, 12 p. doi: 10.2118/202928-MS
- Gan J., Wang Y., Wang D., Zhang K. Research on the Law of Head Loss of Jet Pumps in the Cavitation State. *ACS Omega*. 2022, Vol. 7, P. 12661–12679. doi: 10.1021/acsomega.1c06895
- Wyrostkiewicz M., Panevnyk D. A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz*. 2022, No. 9, P. 654–661. doi: 10.18668/NG.2022.09.02
- Dong J., Hu Q., Yu M., Han Z., Cui W., Liang D., Ma H., Pan X. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Applied Thermal Engineering*. 2020, vol. 174, 8 p. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115204
- Alidema D., Krasniqi M., Filkoski R., Krasniqi F. Analysis of the Working Characteristics of the Ejector in the Water Heating System. *Energies*. 2022, Vol. 15, issue 6, 12 p. doi: 10.3390/en15062025
- Ramesh A. S., Sekhar S. J. Analytical and Numerical Studies of a Steam Ejector on the Effect of Nozzle Exit Position and Suction Chamber Angle to Fluid Flow and System Performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2017, Vol. 10, no. 1, P. 369–378. doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.26027
- Ma J., Qiu B., Yan R. Simulated Analysis of the Mixing Performance of Jet-mixing Apparatus. *Proc. of the 2015 Int. Conf. on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering (11–13 April 2015, Zhengzhou, China)*. Zhengzhou, 2015, P. 1698–1702. doi: 10.2991/isrme-15.2015.344
- Паневник Д. О. Обґрунтування методу моделювання циркуляційних потоків при обертанні наддолотного струминного насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2021. № 3 (80). С. 46–52. doi: 10.31471/1993-2021-3(80)-46-52
- Паневник Д. О. Використання комплексного потенціалу плоскорадіального потоку для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2022. № 1 (52). С. 42–49. doi: 10.31471/1993-9965-2022-1(52)-42-49
- Domínguez E. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*. 2019, vol. 35, issue 1, 8 p. doi: 10.23967/j.rimni.2018.11.002
- Aissa W. A., Eissa M. S., Mohamed A. H. Experimental and Theoretical Investigation of Water Jet Pump Performance. *International Journal of Applied Energy Systems*. 2021, vol. 3, no. 1, 13 p.
- Panevnyk D. A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, no. 9, pp. 579–586. doi: 10.18668/NG.2021.09.02
- Wang Z., Lei Y., Wu Z., Wu J., Zhang M., Liao R. Structure Size Optimization and Internal Flow Field Analysis of a New Jet Pump Based on the Taguchi Method and Numerical Simulation. *Processes*. 2023, vol. 11, issue 2, 24 p. doi: 10.3390/pr11020341
- Butenko A. G., Smyk S. Yu. Povyshenie effektivnosti raboty tsentral'nykh ezhektorov [Improving the efficiency of central ejectors]. *Energotekhnologii i resursosberezhnie*. 2013, no. 2, pp. 62–65. <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/127209>
- Han W., Xie W., Li R., Wang H., Pan Y., Chen R., Han J. Analysis of influence of guide vane wrap angle and blade number on propulsive performance of a water jet propulsor. *Modern Physics Letters B*. 2021, vol. 35, no. 33, 16 p. doi: 10.1142/S0217984921505035
- Merrill R., Shankar V., Chapman T. Three-Phase Numerical Solution for Jet Pumps Applied to a Large Oilfield. *Proc. of the Abu Dhabi Int. Petroleum Exhibition & Conference (9–12 November 2020, Abu Dhabi, UAE)*. Abu Dhabi, 2020, paper number SPE-202928-MS, 12 p. doi: 10.2118/202928-MS
- Gan J., Wang Y., Wang D., Zhang K. Research on the Law of Head Loss of Jet Pumps in the Cavitation State. *ACS Omega*. 2022, vol. 7, pp. 12661–12679. doi: 10.1021/acsomega.1c06895
- Wyrostkiewicz M., Panevnyk D. A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz*. 2022, no. 9, pp. 654–661. doi: 10.18668/NG.2022.09.02
- Dong J., Hu Q., Yu M., Han Z., Cui W., Liang D., Ma H., Pan X. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Applied Thermal Engineering*. 2020, vol. 174, 8 p. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115204
- Alidema D., Krasniqi M., Filkoski R., Krasniqi F. Analysis of the Working Characteristics of the Ejector in the Water Heating System. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 6, 12 p. doi: 10.3390/en15062025
- Ramesh A. S., Sekhar S. J. Analytical and Numerical Studies of a Steam Ejector on the Effect of Nozzle Exit Position and Suction Chamber Angle to Fluid Flow and System Performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2017, vol. 10, no. 1, pp. 369–378. doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.26027
- Ma J., Qiu B., Yan R. Simulated Analysis of the Mixing Performance of Jet-mixing Apparatus. *Proc. of the 2015 Int. Conf. on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering (11–13 April 2015, Zhengzhou, China)*. Zhengzhou, 2015, pp. 1698–1702. doi: 10.2991/isrme-15.2015.344
- Panevnyk D. O. Obhruntuvannya metodu modelyuvannya tsyrkulyatsiynykh potokiv pry obertanni naddolotnoho strumynnoho nasosa [Substantiation of the method for modelling circulation flows during rotation of a downhole jet pump]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshech*. 2021, no. 3 (80), pp. 46–52. doi: 10.31471/1993-2021-3(80)-46-52
- Panevnyk D. O. Vykorystannya kompleksnoho potentsialu ploskoradial'nogo potoku dlya modelyuvannya robochoho protsesu sverdlodynnoho strumynnoho nasosa [Use of the complex potential of plane-radial flow for modelling the downhole jet pump operating process]. *Naukovyy visnyk IFNTUNH*. 2022, no. 1 (52), pp. 42–49. doi: 10.31471/1993-9965-2022-1(52)-42-49

References (transliterated)

- Vélez R., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urías L., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J., Vite-Morales A., Gutiérrez-

Надійшла (received) 17.09.2023

Відомості про автора / About the Author

Паневник Денис Олександрович (Panevnyk Denys) – доктор філософії (PhD), Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, доцент кафедри «Нафтогазові машини та обладнання»; м. Івано-Франківськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7853-5051>; e-mail: den.panevnik@gmail.com