

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI 10.31471/1993-9981-2022-2(49)-95-102

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОНТРОЛЮ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІШУВАНИХ ПОТОКІВ ПРИ ОБЕРТАННІ СВЕРДЛОВИННОЇ ЕЖЕКЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Д. О. Паневник

*ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул.Карпатська, 15, тел.(0342) 727101,
e-mail: den.panevnik@gmail.com*

Проаналізовано основні методи контролю характеристик свердловинних струминних насосів. Встановлено, що сучасний рівень розвитку непрямих методів контролю режиму роботи наддолотних ежекційних систем не враховує можливість обертання струминного насоса в свердловині, внаслідок чого знижується ефективність прогнозування технологічних процесів буріння експлуатаційних свердловин. Зважаючи на необхідність підвищення ефективності віддаленого моніторингу робочих характеристик наддолотних ежекційних систем розроблена математична модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків в проточній частині струминного насоса та встановлено закономірності трансформації епюри швидкостей, викликані відносним обертанням робочого середовища. В процесі математичного моделювання характеру розподілу кінематичних параметрів диференціальне рівняння руху осесиметричного гвинтового вихрового потоку доповнене емпіричним співвідношенням між обертовою швидкістю та радіусом потоку. Після інтегрування рівняння руху робочого середовища отримано теоретичний профіль швидкостей для випадку симетричного та асиметричного розміщення струминного насоса в свердловині. Теоретичні епюри поздовжніх швидкостей характеризуються значеннями осьової та обертової швидкості змішуваних потоків. На основі аналізу характеру трансформації розподілу кінематичних параметрів визначений коефіцієнт нерівномірності епюри швидкостей у вигляді співвідношення їх фактичних та теоретичних значень. Значення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей зростає при збільшенні швидкості обертання струминного насоса та кута закручування потоку направляючими елементами. Прогнозування величини коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей дозволяє здійснювати віддалений контроль режимних параметрів при обертанні струминного насоса в свердловині.

Ключові слова: *контроль параметрів, віддалений моніторинг, струминний насос, ежекційна система, епюра швидкостей.*

The main methods of controlling the characteristics of well jet pumps are analyzed. It was established that the current level of development of indirect methods of controlling the mode of operation of above-bit ejection systems does not take into account the possibility of rotation of the jet pump in the well, as a result of which the effectiveness of forecasting technological processes of drilling production wells is reduced. Taking into account the need to improve the efficiency of remote monitoring of the operating characteristics of above-bit ejection systems, a mathematical model for controlling the kinematic parameters of mixed flows in the flow part of a jet pump was developed and the regularities of the transformation of the velocity profile caused by the relative rotation of the working medium were established. In the process of mathematical modeling of the nature of the distribution of kinematic parameters, the differential equation of motion of an axisymmetric helical vortex flow is supplemented with an empirical relationship between the rotational speed and the radius of the flow. After integrating the equation of motion of the working medium, a theoretical velocity profile was obtained for the case of symmetrical and asymmetrical placement of the jet pump in the well. Theoretical plots of longitudinal velocities are characterized by values of axial and rotational velocity of mixed flows. Based on the analysis of the nature of the transformation of the distribution of kinematic parameters, the coefficient of unevenness of the speed plot was determined in the form of a ratio of their actual and theoretical values. The value of the coefficient of unevenness of the distribution of speeds increases with an increase in the speed of rotation of the jet pump and the angle of rotation of the flow by the guide elements. Forecasting the value of the coefficient of unevenness of the speed distribution allows for remote control of operating parameters during rotation of the jet pump in the well.

Key words: *parameter control, remote monitoring, jet pump, ejection system, speed chart.*

Вступ

В процесі розвитку нафтогазових ежекційних технологій, промислове застосування яких розпочате в середині минулого століття, сформувався такі області використання струминних насосів для інтенсифікації процесів розробки родовищ вуглеводнів: створення зворотного та прямого місцевого промивання, зниження диференціального тиску на вибої, ліквідація аварій під час буріння [1], нафтогазовидобуток в складних умовах та на пізніх стадіях експлуатації [2], очищення підземного обладнання та видалення піскових пробок [3], утилізація низьконапірного газу в системах збору та підготовки продукції свердловин [4]. В процесі розвитку нафтогазових ежекційних технологій періодично з'являються нові нетрадиційні сфери їх застосування. Зокрема, компанія Petrobras розпочала використовувати свердловинні струминні насоси для ліквідації відкладів гідратів на робочих поверхнях підземного обладнання [5]. Поширеність, широка географія застосування та універсальність нафтогазових ежекційних технологій свідчить про їх світове значення.

Ефективність управління свердловинними струминними насосами значною мірою визначає перспективність їх застосування в нафтогазовій промисловості. Періодична зміна гірсько-технічних умов під час будівництва нафтових і газових свердловин приводить до необхідності постійного моніторингу за техніко-економічними показниками процесу буріння і, зокрема, за режимом роботи свердловинних ежекційних систем. Переважна більшість ежекційних технологій, які використовують при розробці нафтових і газових родовищ, передбачає розміщення струминного насоса безпосередньо на вибої свердловини, або на значній глибині. Значна відстань між оператором та струминними насосами ускладнює діагностування їх роботи з наступним регулюванням режимних параметрів в разі виникнення такої необхідності. Це пов'язано, в першу чергу, із незадовільним вивченням теоретичних питань, які регламентують особливості віддаленого контролю робочого процесу ежекційних систем, що свідчить про актуальність проведення

досліджень спрямованих на його удосконалення.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

В процесі аналізу досвіду застосування ежекційних технологій встановлено, що основною класифікаційною ознакою моніторингу характеристик свердловинних струминних насосів є характер контролю. За характером контролю можна виділити прямий та непрямий спосіб визначення характеристик струминного насоса [6]. Прямий спосіб може бути охарактеризований, як метод визначення прямих параметрів роботи струминного насоса, на основі яких в подальшому розраховуються його безрозмірні відносні характеристики. До прямих параметрів можна віднести тиск інжектваного потоку та витрату робочого, змішаного та інжектваного потоку. Непрямий метод контролю передбачає попередню фіксацію окремих проміжних показників, які в подальшому дозволяють визначити прямі параметри роботи насоса. Непрямі методи контролю параметрів передбачають визначення тиску потоку на вході в свердловину та густину потоку, що виходить з свердловини. Для визначення тиску інжектваного потоку в камеру інжекції може вмонтовуватись тензометричний давач, а сам струминний апарат разом з давачем з'єднують з наземною каротажною станцією. Процес зміни тисків фіксують фотореєстратором або самописцем каротажної станції, а тиск інжектваного потоку може визначатись за допомогою діаграм, отриманих при використанні глибинних манометрів [7] та давачів тиску [8]. Контроль параметрів може здійснюватись також за допомогою підвішеного на кабелі геофізичного приладу. Фізичні параметри інжектваного потоку можуть визначатись з використанням вибійних випромінювачів та електронних перетворювачів з кабелем дистанційного зв'язку. Витрата змішаного потоку визначається об'ємним способом за зміною рівня рідини в резервуарі, яка надходить з свердловини. При визначенні витрати робочого потоку використовують витратомір. Наближено витрата робочого потоку може визначатись також, якщо відомі діаметр, довжина і частота ходів

плунжерів наземного насосного агрегата та паспортна величина коефіцієнта подачі. Підвищенню ефективності експлуатації родовищ високов'язкої нафти сприяє визначення у режимі реального часу температури пластової рідини [9].

Висвітлення невіршених раніше частин загальної проблеми

Існуючий рівень розвитку методів контролю режиму роботи свердловинних ежекційних систем є недостатнім для їх ефективного використання, особливо для струминних насосів з додатковим замкненим привибійним контуром циркуляції, дистанційний моніторинг експлуатаційних параметрів яких ускладнюється відсутністю виходу інжектваного потоку на поверхню. Ефективність віддаленого контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків знижується внаслідок відносного обертання струминного насоса при роторному або турбінному бурінні. В цих умовах зростають вимоги до створення математичних моделей робочого процесу свердловинного струминного насоса та прогнозування характеру зміни його експлуатаційних параметрів. В роботі [10] запропонований механізм визначення впливу обертання струминного насоса на конфігурацію ліній течії змішуваних потоків за допомогою теорії плоских потенціальних потоків. Для побудови конфігурації ліній течії за заданим полем швидкостей застосовано метод конформного відображення області з відомим комплексним потенціалом на область течії з

$$y = b \left(1 + \frac{4}{\pi} \beta \left(\sin \frac{1,7889\beta b + x}{0,042\beta b} + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{1,7889\beta b + x}{0,084\beta b} \right) \right| - 0,2664 \right) \right), \quad (1)$$

де b – радіус струменя;
 β – нерівномірність розподілу швидкостей, викликана обертанням потоку;
 x – поздовжня координата.

Конфігурація робочого потоку та траєкторія струменя для випадку нерухомої ежекційної системи відповідає випадку, коли коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей приймає значення $\beta = 1$. Розглянемо можливість визначення коефіцієнта нерівномірності β у випадку обертання ежекційної системи, коли даний параметр приймає значення $\beta < 1$.

заданими границями. Запропонований механізм робочого процесу струминного насоса для умов його обертання в свердловині передбачає встановлення траєкторії струменя та визначення коефіцієнта швидкості для умов обертання потоку. В роботі [10] отримане рівняння траєкторії струменя робочого середовища, до складу якого входить величина коефіцієнта швидкості потоку на вході в камеру змішування струминного насоса. Прогнозування режиму роботи струминного насоса відповідно до отриманого рівняння траєкторії струменя робочого середовища передбачає моделювання характеру розподілу кінематичних параметрів по його перерізу та визначення коефіцієнта швидкості для умов відносного обертання потоку.

Формулювання цілей статті

Метою досліджень є обґрунтування методу контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків в проточній частині струминного насоса на основі встановлення закономірностей нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей, викликаної закручуванням робочого середовища в умовах обертання ежекційної системи в свердловині.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

В роботі [10] на основі використання методу конформних відображень отримано рівняння траєкторії струменя робочого потоку струминного насоса у вигляді

Для характеристики розподілу поздовжніх швидкостей V_z у випадку рівномірної циркуляційної течії нев'язкої рідини в прямій круглій трубі радіусом r використаємо диференціальне рівняння осесиметричного гвинтового вихрового потоку для випадку рівномірного розподілу енергії по перерізу

$$\frac{V_\theta}{r} \frac{d(V_\theta r)}{dr} + V_z \frac{dV_z}{dr} = 0, \quad (2)$$

де V_θ – колова швидкість, викликана закручуванням потоку направляючими

елементами або обертанням струминного насоса.

Для інтегрування даного рівняння зробимо припущення про пропорційний зв'язок між обертовою швидкістю та радіусом потоку

$$V_{\theta} = ar, \quad (3)$$

де a – коефіцієнт пропорційності.

Після інтегрування рівняння (2) з врахуванням (3) та вважаючи, що абсолютне значення вектору швидкості по перерізу залишається незмінним отримаємо теоретичний профіль швидкостей $V_z = f(r)$ у вигляді

$$V_z = \sqrt{V_{\max}^2 - 2\omega^2 r_i^2}, \quad (4)$$

де V_{\max} – максимальна швидкість по осі трубопроводу;

r_i – поточний радіус потоку;

ω – кутова швидкість обертання потоку.

Перша складова рівняння (4) визначає залежність поздовжніх швидкостей від витрати потоку, а друга складова – від швидкості його обертання. В процесі виведення рівняння (4) додатково враховано прямопропорційний зв'язок між коловою і кутовою швидкістю руху частинок рідини.

У випадку зміщеного центру циркуляції рівняння профілю поздовжніх швидкостей можна записати у вигляді

$$V_z = \sqrt{V_{\max}^2 - 2\omega^2 (r_i \pm r_o)^2}, \quad (5)$$

де r_o – відстань між осями струминного насоса і свердловини.

Для симетричного профілю (рівняння (4)) максимальна поздовжня швидкість має місце на осі струминного насоса $r_i=0$, а для асиметричного (рівняння (5)) відповідає випадку $r_o=0$; $r_i=0$.

В процесі аналізу розподілу поздовжніх швидкостей використовуємо безрозмірні співвідношення

$$\bar{V}_z = \frac{V_z}{V_{\max}}; \quad \bar{r} = \frac{r_i}{r_{pn}}, \quad (6)$$

максимальні значення яких становлять $\bar{V}_z=1$; $\bar{r}=1$. В останньому рівнянні позначено: r_{pn} – радіус робочої насадки струминного насоса.

Незважаючи на використання безрозмірних координат різним співвідношенням витрати та лінійних розмірів відповідають окремі графічні характеристики (рисунок 1), тобто отримані профілі швидкостей не є подібними.

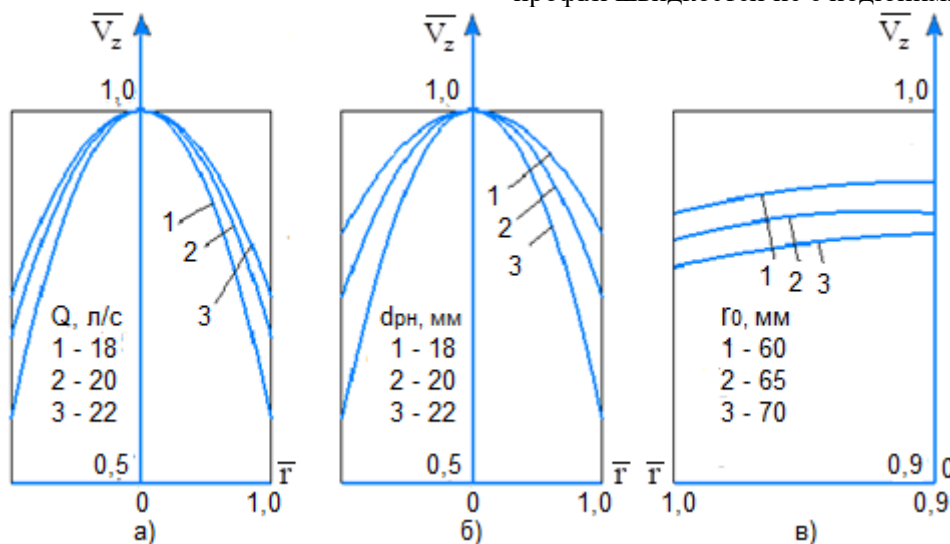


Рисунок 1 – Профілі поздовжніх швидкостей

а), б) – симетричне закручування потоку для різної витрати Q та діаметра робочої насадки d_{pn} ; в) – асиметричне обертання струминного насоса для різних відстаней до осі свердловини

Зростання витрати потоку збільшує вплив на епіюру поздовжньої швидкості і профіль стає більш наповненим (рисунок 1 а).

Зростання діаметра робочої насадки навпаки зменшує вплив величини поздовжньої швидкості і профіль набуває більш видовженої форми (рисунок 1 б). Рисунок 1 а, б відповідають випадку закручування потоку направляючими елементами з кутом нахилу $\alpha=30^\circ$. У випадку асиметричного обертання струминного насоса зростання відстані до осі обертання збільшує нерівномірність розподілу поздовжніх швидкостей (рисунок 1 в), тобто співвідношення \bar{V}_z зменшується. Знак «+» в рівнянні (5) відповідає тій половині профілю, яка більше віддалена від осі обертання струминного насоса (цей випадок приведений на рисунку 1 в). Права частина профілю відповідає знаку «-» в круглих дужках рівняння (5). Очевидно, що для випадку асиметричного обертання струминного насоса права частина епіюри швидкостей не буде дзеркальним відображенням її лівої частини.

Співвідношення максимальної і мінімальної поздовжньої швидкості для закручування потоку знаходиться в діапазоні $V_{z\max}/V_{z\min}=1,19-1,73$. Для асиметричного обертання струминного насоса дане співвідношення становить $V_{z\max}/V_{z\min}=1,01$, а для симетричного обертання $V_{z\max}/V_{z\min}=1,0002$. Зважаючи на значну розбіжність між максимальною і мінімальною поздовжньою швидкістю для випадку закручування рідини необхідно встановити аналітичну залежність між нерівномірністю розподілу швидкостей та гідродинамічними параметрами робочого потоку.

$$Q_\phi = 2\pi b \frac{(\sqrt{A^2 - r^2})^3}{3} \Big|_0^{r_{PH}} = \frac{2}{3} \sqrt{2} \pi \omega \left[\left(\frac{V_{\max}}{\sqrt{2}\omega} \right)^3 - \left(\sqrt{\frac{V_{\max}^2}{2\omega^2} - r_{PH}^2} \right)^3 \right] \quad (10)$$

Фактична швидкість потоку може бути визначена шляхом ділення рівняння (10) на площу перерізу потоку. Враховуючи останнє рівняння коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей може бути визначений за формулою

Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей визначимо як співвідношення фактичної і теоретичної швидкості руху потоку. Теоретичну швидкість розраховуємо як співвідношення заданої витрати та площі перерізу каналу. Теоретична швидкість відповідає осі гідравлічного каналу, оскільки внаслідок дії сил в'язкості значення фактичної швидкості зменшується в напрямку стінок, що обмежують потік рідини. Фактичну швидкість визначаємо як співвідношення фактичної витрати і площі перерізу каналу. Фактичну витрату, у свою чергу, розраховуємо шляхом інтегрування рівняння прийнятого закону розподілу швидкостей $V(r)$ по перерізу каналу з врахуванням його граничних геометричних розмірів.

Елементарну фактичну витрату dQ_ϕ визначаємо як швидкість потоку V_z через елементарний кільцевий переріз довжиною (або периметром) $2\pi r$ та шириною d_r

$$dQ_\phi = V_z(r) 2\pi r dr \quad (7)$$

Для симетричного розподілу швидкостей фактичну витрату потоку визначаємо враховуючи рівняння (4)

$$Q_\phi = 2\pi \int_0^{r_{PH}} \sqrt{V_{\max}^2 - 2\omega^2 r^2} r dr \quad (8)$$

Після здійснення підстановок $a = V_{\max}$; $b = \sqrt{2}\omega$; $A = a/b$ запишемо

$$Q_\phi = 2\pi \int_0^{r_{PH}} \sqrt{a^2 - b^2 r^2} r dr = 2\pi b \int_0^{r_{PH}} \sqrt{A^2 - r^2} r dr \quad (9)$$

Останній вираз є табличним інтегралом. Після інтегрування та проведення зворотних підстановок отримаємо

$$\beta = \frac{2}{3} \sqrt{2} \frac{\pi \omega}{Q_T} \left[\left(\frac{V_{\max}}{\sqrt{2}\omega} \right)^3 - \left(\sqrt{\frac{V_{\max}^2}{2\omega^2} - r_{PH}^2} \right)^3 \right], \quad (11)$$

де Q_T - теоретична витрата потоку.

Співвідношення значень першої і другої складової рівняння (11) показує, що коефіцієнт

β і величина радіуса r_{pn} приймають однакові знаки. Оскільки радіус потоку завжди більше нуля коефіцієнт β приймає позитивні значення для будь яких величин складових рівняння (11). Відповідно до фізичного змісту коефіцієнт β повинен приймати нульові значення у випадку відсутності обертання частинок рідини. Крім того, залежність $\beta = f(\omega)$ при $\omega=0$ повинна приймати значення $\beta = 1$, бути низхідною при зростанні ω і не повинна містити екстремумів. Аналіз отриманого рівняння, однак, свідчить про порушення необхідних умов існування функції $\beta = f(\omega)$ в області малих значень кутової швидкості ω . Це пов'язано з прийнятим на основі експериментальних даних характером розподілу швидкостей по перерізу потоку в умовах його обертання в циліндричному каналі (рівняння (3), (4)). На практиці величина кутової швидкості закрутки потоку знаходиться в діапазоні від 0 до 10^5 . Таким чином, отримане рівняння задовольняє необхідним умовам використання струминного насоса. Область використання рівняння (11) визначаємо за умови позитивного підкореневого виразу другої складової формули, що забезпечується за виконання співвідношення $Q_T > 4,441\omega r_{pn}^3$.

У випадку закручування потоку частота обертання частинок рідини, її витрата та кут нахилу направляючих елементів зв'язані рівнянням

$$\omega = \frac{8}{\pi} \frac{Q}{d^3} \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

де α – кут нахилу направляючих елементів;
 d – діаметр гвинтової траєкторії.

Після підстановки рівняння (12) в формулу (11) отримуємо співвідношення для визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей, викликаного закручуванням потоку

$$\beta = \frac{0,3335}{\operatorname{tg}^2 \alpha} - 0,9428 \operatorname{tg} \alpha \left(\sqrt{\frac{1}{2 \operatorname{tg}^2 \alpha} - 1} \right)^3 \quad (13)$$

Відповідно до отриманого рівняння коефіцієнт β зменшується при зростанні кута закручування потоку (рисунок 2) (тобто нерівномірність розподілу швидкостей зростає).

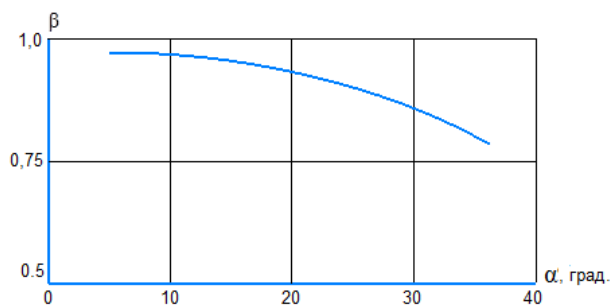


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта нерівномірності швидкостей робочого струменя від кута закручування потоку

Нерівномірність розподілу швидкостей не залежить від діаметра робочої насадки і всі значення коефіцієнта β лягають на одну криву залежності $\beta = f(\alpha)$ (рисунок 2).

Висновки

Розроблена математична модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків в проточній частині струминного насоса та встановлені закономірності розподілу поздовжніх швидкостей в робочому середовищі в умовах відносного обертання наддолотної ежекційної системи в свердловині:

- на основі інтегрування диференціального рівняння осесиметричного гвинтового вихрового потоку отримано теоретичний профіль швидкостей із врахуванням закручування потоку направляючими елементами або обертанням струминного насоса;
- теоретична епіюра поздовжніх швидкостей визначається величиною осьової швидкості та швидкістю обертання змішуваних потоків;
- у випадку зміщеного центру циркуляції робочого середовища профіль поздовжніх швидкостей додатково залежить від відстані між осями струминного насоса і свердловини;
- зростання витрати потоку та зменшення діаметра робочої насадки збільшує площу епюри поздовжніх швидкостей;
- у випадку асиметричного обертання струминного насоса зростання відстані до осі обертання збільшує нерівномірність розподілу поздовжніх швидкостей;
- коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей зростає при збільшенні швидкості обертання струминного насоса та зростанні кута закручування направляючими елементами.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні алгоритму автоматизованого контролю нерівномірності розподілу кінематичних параметрів в проточній частині наддолотного струминного насоса.

Список використаних джерел

1. Chen X.-Y., Cao T., Yu K.-A., Gao D.-L., Yang J., Wei H.-S. Numerical and experimental investigation on the depressurization capacity of a new type of depressure-dominated jet mill bit. *Petroleum Science*. 2020. Published online: 16 June 2020. 14 p. <https://doi.org/10.1007/s12182-020-00472-8>.
2. Anderson I., Freeman R., Pough T. Petroleum technology digest: Hydraulic jet pumps prove well suited for remote Canadian field. *World Oil*. 2006. № 8. P. 71–77.
3. Chen S., Yang D., Zhang Q., Wang I. An integrated Sand cleanout system by employing jet pumps. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2009. Vol.48. № 5. P.17–23.
4. Al-Khalifa H. H., Peeran S., Koleshwar V.S. Successful utilization of surface jet pumps at gas-oil separation plants. *Proceeding of the International Petroleum Exhibition and Conference*, Abu Dhabi, UAE, 9-12 November 2015. SPE-177403-MS. 7 p.
5. Panevnik D.A., Panevnik A.V., Krehel R., Kočiško M. Determination of Jet Pump Performance when Eliminating Borehole Hydrates. *Innovative technologies of oil and gas. Chemistry and Technology of Fuels and Oils*. (2022). Published: 26 March 2022 (Translated from *Khimiya i Tekhnologiya Topliv i Masel*. 2022. No. 1. January – February P. 73–76.). <https://doi.org/10.1007/s10553-022-01349-9>.
6. Паневник О.В., Онацко Р.Г. Контроль та регулювання режиму роботи свердловинних струминних насосів. Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2007. 140 с.
7. Яремийчук Р.С., Качмар Ю.Д. Вскрытие продуктивных горизонтов и освоение скважин. Львов: Вища школа, 1982. 152 с.
8. Shlein G.A., Verisokin A.E., Gunkina T.A., Verisokina A.Yu. Development of a set of technical and technological solutions for oil well injection. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 990 (2022) 012076. 9 p. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/990/1/012076>.
9. Dollar F.O. Drill Steam Testing with Jet Pump. *Proceeding of the SPE Latin American*

Petroleum Engineering Conference, Rio de Janeiro, Brazil, 14-19 October 1990. SPE-21117. 4 p.

10. Паневник Д.О. Використання методу конформних відображень для контролю кавітаційних характеристик струминного насоса. *Методи та прилади контролю якості*. 2022. № 1 (48). С. 18–26.

References

1. Chen X.-Y., Cao T., Yu K.-A., Gao D.-L., Yang J., Wei H.-S. Numerical and experimental investigation on the depressurization capacity of a new type of depressure-dominated jet mill bit. *Petroleum Science*. 2020. Published online: 16 June 2020. 14 p. <https://doi.org/10.1007/s12182-020-00472-8>.
2. Anderson I., Freeman R., Pough T. Petroleum technology digest: Hydraulic jet pumps prove well suited for remote Canadian field. *World Oil*. 2006. No 8. P. 71–77.
3. Chen S., Yang D., Zhang Q., Wang I. An integrated Sand cleanout system by employing jet pumps. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2009. Vol.48. № 5. P.17–23.
4. Al-Khalifa H. H., Peeran S., Koleshwar V.S. Successful utilization of surface jet pumps at gas-oil separation plants. *Proceeding of the International Petroleum Exhibition and Conference*, Abu Dhabi, UAE, 9-12 November 2015. SPE-177403-MS. 7 p.
5. Panevnik D.A., Panevnik A.V., Krehel R., Kočiško M. Determination of Jet Pump Performance when Eliminating Borehole Hydrates. *Innovative technologies of oil and gas. Chemistry and Technology of Fuels and Oils*. (2022). Published: 26 March 2022 (Translated from *Khimiya i Tekhnologiya Topliv i Masel*. 2022. No. 1. January – February P. 73–76.). <https://doi.org/10.1007/s10553-022-01349-9>.
6. Panevnyk O.V., Onatsko R.H. Kontrol ta rehulivannia rezhymu roboty sverdlovynnykh strumynnykh nasosiv. Ivano-Frankivsk: Nova Zoria, 2007. 140 p. [in Ukrainian]
7. Yaremijchuk R.S., Kachmar YU.D. Vskrytie produktivnyh gorizontov i osvoenie skvazhin. L'vov: Vishcha shkola, 1982. 152 p.
8. Shlein G.A., Verisokin A.E., Gunkina T.A., Verisokina A.Yu. Development of a set of technical and technological solutions for oil well injection. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 990 (2022) 012076. 9 p. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/990/1/012076>.

9. Dollar F.O. Drill Steam Testing with Jet Pump. Proceeding of the SPE Latin American Petroleum Engineering Conference, Rio de Janeiro, Brazil, 14-19 October 1990. SPE-21117. 4 p.

10. Panevnyk D.O. Use of conformal representation method for jet pump cavitation characteristics control. *Methods and devices of quality control*. 2022. No 1(48). P. 18–26.