

Техніка і технології

УДК 622.691.4

DOI: 10.31471/1993-9973-2020-1(74)-7-17

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДВОДІВ ГАЗОПРОВОДІВ НА ВНУТРІШНЬОТРУБНІ ЕРОЗІЙНІ ПРОЦЕСИ

Я. В. Дорошенко

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157,
e-mail: ya.doroshenko@nimg.edu.ua

Досліджено вплив діаметра, кута вигину та радіуса вигину відводів газопроводів на місцезнаходження та величину їх ерозійного зношування. Дослідження виконано CFD (Computational Fluid Dynamics) моделюванням зі застосуванням Лагранжевого підходу (модель DPM (Discrete Phase Model)) у програмному комплексі ANSYS Fluent R19.2 Academic. Математична модель руху суцільної фази базується на розв'язанні системи рівнянь Нав'є-Стокса, нерозривності замкнених двопараметричною k - ϵ моделлю турбулентності з відповідними початковими та граничними умовами. Траєкторії руху дисперсних фаз відстежувалися шляхом інтеграції рівняння сил, які діють на частинки. Моделювання ерозійного зношування відводів газопроводів виконувалось із застосуванням рівняння Фінні. Дослідження виконані для п'яти різних зовнішніх діаметрів відводів газопроводу (89 мм, 219 мм, 530 мм, 1020 мм та 1420 мм). Куту вигину відводів складали 30°, 45°, 60° та 90°, а радіуси вигину DN, 1,5 DN, 2 DN, 2,5 DN та 3,5 DN. Суцільною фазою вибирався природний газ, дисперсною – пісок. Витрата дисперсної фази, швидкість руху дисперсної і суцільної фази на вході у відвід та тиск на виході кожного з модельованих відводів приймались однаковими. Результати моделювання були візуалізовані в постпроцесорі ANSYS Fluent побудовою полів швидкості ерозійного зношування на контурах відводів газопроводів. З візуалізованих результатів визначено, що найбільший вплив на місцезнаходження ерозійного зношування відводів газопроводів чинить радіус вигину відводу, а на величину ерозійного зношування – діаметр відводу. Встановлено вплив геометричних параметрів відводів на місцезнаходження поля їх максимального ерозійного зношування. Побудовано графічні залежності максимальної швидкості ерозійного зношування відводів газопроводів від їх геометричних параметрів.

Ключові слова: діаметр, дисперсна фаза, відвід, підхід Лагранжа, радіус вигину, кут вигину, рівняння Фінні, ерозійне зношування.

Исследовано влияние диаметра, угла изгиба и радиуса изгиба отводов газопроводов на местонахождение и величину их эрозионного износа. Исследование выполнено CFD (Computational Fluid Dynamics) моделированием с применением Лагранжевого подхода (модель DPM (Discrete Phase Model)) в программном комплексе ANSYS Fluent R19.2 Academic. Математическая модель движения сплошной фазы базируется на решении системы уравнений Навье-Стокса, неразрывности замкнутых двухпараметрической k - ϵ моделью турбулентности с соответствующими начальными и граничными условиями. Траектории движения дисперсных фаз отслеживались путем интегрирования уравнения сил, действующих на частицы. Моделирование эрозионного износа отводов газопроводов выполнялось с применением уравнения Финни. Исследования выполнены для пяти различных наружных диаметров отводов газопровода (89 мм, 219 мм, 530 мм, 1020 мм и 1420 мм). Углы изгиба отводов составляли 30°, 45°, 60° и 90°, а радиусы изгиба DN, 1,5 DN, 2 DN, 2,5 DN и 3,5 DN. Сплошной фазой выбирался природный газ, дисперсной – песок. Расход дисперсной фазы, скорость движения дисперсной и сплошной фазы на входе в отвод и давление на выходе каждого из моделируемых отводов принимались одинаковыми. Результаты моделирования были визуализированы в постпроцессоре ANSYS Fluent построением полей скорости эрозионного износа на контурах отводов газопроводов. С визуализированных результатов определено, что наибольшее влияние на местонахождение эрозионного износа

отводов газопроводов оказывает радиус изгиба отвода, а на величину эрозионного износа – диаметр отвода. Установлено влияние геометрических параметров отводов на местонахождение поля их максимального эрозионного износа. Построены графические зависимости максимальной скорости эрозионного износа отводов газопроводов от их геометрических параметров.

Ключевые слова: диаметр, дисперсная фаза, отвод, подход Лагранжа, радиус изгиба, угол изгиба, уравнение Финни, эрозионный износ.

The influence of diameter, bending angle and bending radius of gas pipelines bends on the location and extent of their erosion wear is investigated. The research is carried out with the help of CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation using the Lagrangian approach (Discrete Phase Model) in the ANSYS Fluent R19.2 Academic software. The mathematical model of the continuous-phase motion is based on the solution of simultaneous Navier-Stokes equations, the continuity of closed two-parameter k - ϵ model turbulence with the corresponding initial and boundary conditions. The motion trajectories of the dispersed phases are monitored by integrating the equations of forces acting on the particles. The simulation of erosion wear of the gas pipeline bends is performed using Finney equation. The investigations are carried out for five different external diameters of the pipeline bends (89 mm, 219 mm, 530 mm, 1020 mm and 1420 mm). The angles of the bends are 30°, 45°, 60°, and 90°, and the bend radii are DN, 1.5 DN, 2 DN, 2.5 DN, and 3.5 DN. Natural gas was selected as the continuous phase, and sand was selected as the dispersed phase. The flow rate of the disperse phase, the motion velocity of the dispersed and continuous phases at the inlet of the bend and the pressure at the outlet of every simulated bends are assumed to be the same. The simulation results are visualized in the ANSYS Fluent postprocessor by constructing erosion velocity rate fields on the contours of gas pipeline bends. On the basis of the visualized results, it is determined that the largest influence on the location of the erosion wear of the pipeline bends is caused by the bend radius, and the largest effect on the amount of the erosion wear is caused by bend diameter. The influence of the geometric parameters of the bends on the location of their maximum erosion wear field is established. Graphical dependences of maximum velocity of erosion wear of gas pipeline bends on their geometric parameters are constructed.

Key words: diameter, dispersed phase, bend, Lagrange approach, bending radius, bending angle, Finney equation, erosion wear.

Вступ

Відводами є криві гарячого гнущого з поворотом на кут 30°, 45°, 60° та 90°. Вони є важливими складовими малих і великих трубопроводних систем різного призначення. Особливо багато відводів є в об'язках різних технологічних об'єктів – компресорних станцій магістральних газопроводів, газопереробних заводів, підземних сховищ газу, газорозподільних станцій тощо. Також відводи містять Г-, Z- і П-подібні компенсатори надземних переходів: вони є в місцях різких зломів рельєфу місцевості, поворотів траси трубопроводу.

Відводи газопроводів чинять суттєвий вплив на газодинамічні процеси, які відбуваються у їх внутрішній порожнині. У відводах змінюється напрямок руху газового потоку в результаті чого виникає відцентрова сила. Відбувається нерівномірний перерозподіл швидкості потоку та тиску [1], гідравлічні втрати енергії, удари твердих та рідких частинок (дисперсної фази), які містяться в потоці природного газу, до стінки відводу [2], що призводить до ерозійного зношування [3]. Ерозія відводів газопровідних систем може призвести до катастрофічних наслідків – витоків газу або розривів трубопроводу. Щоб забезпечити надійність відводів треба під час експлуатації газопроводу контролювати зміну величини і форми ерозій-

них дефектів стінки відводів. Для цього треба знати можливі місця їх ерозійного зношування.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Дослідження ерозійного зношування відводів трубопроводів виконуються експериментально та чисельно в програмних комплексах CFD моделювання. Також публікуються розслідування причин розривів відводів трубопроводів результатами яких є висновок, що аварія відбулась внаслідок ерозійного зношування відводу.

В [4] експериментально та чисельним моделюванням виявлено місця максимального ерозійного зношування S-згину трубопроводу внутрішнім діаметром 12,7 мм з співвідношенням R/ДБ, рівним 1,5. Дослідження виконувались для різних швидкостей потоку повітря та різних діаметрів зерен піску. Експериментальні результати підтвердили достовірність CFD моделювання. Ерозійне зношування відводів і трійників трубопроводів експериментально та CFD моделюванням досліджено в [5]. Для трійників дослідження виконувались для різних схем руху потоку повітря (потік рухається магістрально трійника і з магістралі частина потоку перетікає у відвід трійника; потік рухається магістрально трійника і з магістралі направляється у відвід

трійника; потік рухається відводом трійника і з нього спрямовується у одну з сторін магістралі трійника). Виявлено місця максимального ерозійного зношування досліджуваних фасонних елементів трубопроводів.

Ерозійне зношування відводів газопроводів зумовлене водно-рідкою фракцією інгібітора корозії та частинками сірки діаметром від 0,01 мм до 0,05 мм CFD моделюванням досліджено в [6]. Максимальна швидкість ерозії відводу збільшувалася зі збільшенням числа Стокса. Найбільшого значення вона досягла при діаметрі частинок сірки 0,05 мм та швидкості потоку 20 м/с. Також ерозійне зношування відводу збільшувалось зі збільшенням швидкості потоку та масової витрати частинок сірки. Тому було запропоновано швидкість потоку зменшити до максимально можливої величини і встановити сепаратор сірки.

Розслідування причин витоку з відводу трубопроводу діаметром 250 мм викладено в [7]. Відвід експлуатувався 2 роки. Результатами польових досліджень, візуального огляду, лабораторних випробувань та CFD моделювання показали, що причиною витоку з відводу було його ерозійне зношування. Причиною ерозійного зношування була значна кількість кремнеземного піску, який витікав зі свердловини.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми, якій присвячується дана стаття

Пошкодження відводів трубопроводів зумовлене ерозією відбувається у трубопровідних системах різного призначення, що призводить до розривів і багатьох негативних наслідків. На місцезнаходження і величину ерозійного зношування впливають багато різноманітних параметрів, зокрема геометричні параметри відводів газопроводів – діаметр та радіус вигину відводу, кут вигину відводу. Вплив цих параметрів на ерозійне зношування відводів газопроводів мало досліджений.

Цілями статті є дослідження впливу геометричних параметрів відводів газопроводів на місцезнаходження та величину їх ерозійного зношування.

Виклад основного матеріалу

Причиною ерозійного зношування відводів є двофазні або багатофазні потоки, які часто зустрічаються у трубопровідних системах різноманітного призначення. Багатофазні потоки в газопроводах зумовлені винесенням із свердловин частинок порід, піску, пластової води, вуг-

леводневого конденсату, сірки тощо. Також у внутрішній порожнині газопроводів може міститись окалина, яка відшарувалась від труб, продукти внутрішньотрубної корозії. Коли досягається точка роси перекачуваного газу за водою і вуглеводнями у внутрішній порожнині газопроводів, випадають конденсат і вода.

Щоб відбувалось ерозійне зношування винесені з свердловини або накопичені у внутрішній порожнині частинки повинні рухались газопроводом і вдарятись до стінки. Для цього потрібна відповідна швидкість газового потоку. За наведеними в [8] результатами досліджень за тиску 7 МПа мінімальна швидкість потоку для переміщення твердих частинок складає близько 3 м/с для трубопроводів діаметром 200 мм, 4 м/с – для трубопроводів діаметром 600 мм та 4,2 м/с – для трубопроводів діаметром 1200 мм. Рухаючись газопроводом, частинки ударяються до стінки в місці зміни їх напрямку (відводи, трійники, перехідники тощо), що призводить до ерозійного зношування.

Механізм ерозійного зношування та його величина залежить від кута атаки, під яким частинки ударяються зі стінкою. При малих кутах атаки відбувається різання поверхні, далі поєднується різання і пластична деформація і при великих кутах атаки, лобовому вертикальному ударянні відбувається пластична деформація. Кут атаки найбільшою мірою визначаються геометрією відводів.

Для своєчасного та якісного обстеження відводів треба знати місця їх максимального ерозійного зношування та прогнозувати величину ерозійного зношування. Прогнозування місця та величини ерозійного зношування відводів газопроводів є надзвичайно складною задачею через багато різноманітних наведених вище параметрів та процесів, які впливають на ерозію. Вимірювати ерозійні пошкодження у випадку їх прогресування складно. Додатковим ускладненнями є відсутність значень початкових товщин стінок відводів газопроводів, які повинні бути зазначені в паспортних характеристиках, велика кількість відводів знаходиться під землею і є ізольована. Тому оператори газопроводів повинні розуміти це явище, стежити за складом газового потоку та мати якісні розрахунки і дані вимірювань усіх їх газопровідних систем для попереднього прогнозування будь-якого потенційного виходу з ладу трубопроводу.

Сучасним загальновизнаним дослідниками способом, який дає змогу максимально повно зрозуміти складну динаміку руху газового потоку, дослідити ерозійне зношування відводів

газопроводів, є CFD моделювання. На сучасному етапі розвитку можливості таких моделювань досягли високого рівня і весь час збільшуються, чим є привабливими для наукових досліджень. Вони дають змогу детально дослідити складний потік.

CFD моделювання тривимірних газових потоків у відводах було виконано у програмному комплексі ANSYS Fluent R17.0 Academic. В ANSYS Fluent для моделювання ерозійного зношування закладено Лагранжевий підхід (модель DPM (Discrete Phase Model – модель дискретної фази)). DPM модель дає змогу побудувати і дослідити траєкторії руху частинок дисперсної фази в суцільній фазі розв'язанням диференційного рівняння руху частинок. Модель враховує двосторонній обмін масою, імпульсом і енергією частинок із суцільною фазою. DPM модель застосовується для невеликих значень об'ємної концентрації частинок оскільки їх взаємодія між собою врахована опосередковано. Перевагою DPM моделі є точне врахування характеру взаємодії дисперсної фази зі стінкою. У рамках моделі взаємодії дисперсної фази зі стінкою є модель ерозії стінки. Недоліком DPM моделі є обмеження на локальну об'ємну концентрацію частинок (менше 10 %).

Зі збільшенням обсягу пам'яті комп'ютерів та потужності їх процесорів Лагранжевий підхід стає все кращим способом дослідження багатофазних трубопровідних потоків, ерозійного зношування оскільки все менше часу потрібно для таких моделювань; складніші елементи трубопровідних систем можна дослідити.

Комплексна процедура CFD моделювання складається з трьох етапів:

- моделювання газового потоку (суцільної фази) у відводах;
- моделювання руху частинок у газовому потоці відводами;
- розрахунок ерозійного зношування відводів.

Рух суцільної фази в CFD моделюється чисельним розв'язуванням рівнянь Нав'є-Стокса і нерозривності.

Зміна напрямку газового потоку у відводі призводить до зміни його швидкості, що спричиняє зміну імпульсу та енергії і зумовлює турбулентність. Турбулентність потоку моделюється стандартною $k-\varepsilon$ моделлю (k – кінетична енергія турбулентності, ε – швидкість дисипації турбулентності).

Підхід Лагранжа полягає в відстежуванні руху окремо взятих частинок дисперсної фази під дією сил з боку потоку суцільної фази. Тра-

єкторії частинок прогнозуються шляхом інтеграції рівняння сил, які діють на частинки. Сили, які діють на частинки, обумовлені різницею швидкості частинки і швидкості потоку суцільної фази, а також витісненням цією часткою середовища суцільної фази. У рівнянні балансу сил інерція частинок дорівнює силам, прикладеним до частинки

$$m_c \frac{du_c}{dt} = 3\pi\mu d_c C_{cor} (u - u_c) + \frac{\pi d_c^3 \rho}{6} \frac{du}{dt} + \frac{\pi d_c^3 \rho}{12} \left(\frac{du}{dt} - \frac{du_c}{dt} \right) + F_e - \frac{\pi d_c^3}{6} (\rho_c - \rho) \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}) - \frac{\pi d_c^3 \rho_c}{3} (\bar{\omega} \times u_c), \quad (1)$$

де m_c – маса частинки,

u_c – швидкість руху частинки;

d_c – діаметр частинки;

C_{cor} – коефіцієнт в'язкого опору;

F_e – зовнішня сила, яка безпосередньо діє на частинку (наприклад, сила тяжіння або сила електричного поля);

$\bar{\omega}$ – кутова швидкість обертання;

\bar{r} – радіус вектор (у разі розгляду руху у відносній системі відліку).

Ліва частина рівняння (1) є сумою усіх сил, які діють на частинку, вираженою через масу і прискорення цієї частинки. Першим доданком в правій частині є гальмування частинки в результаті в'язкого тертя до потоку суцільної фази відповідно до закону Стокса. Другий доданок – сила, прикладена до частинки, яка зумовлена спричиненим прискоренням потоку суцільної фази перепадом тиску в суцільній фазі, оточуючій частинку. Третій доданок – сила, необхідна для прискорення ваги суцільної фази в об'ємі, витісненому частинкою. Ці два доданки треба враховувати, коли густина основної фази більша густини частинок. Четвертий доданок (F_e) – зовнішня сила, яка безпосередньо діє на частинку, наприклад, сила тяжіння або сила електричного поля. Останні два доданки – відцентрова сила і сила Коріоліса, які мають місце тільки у разі розгляду руху у відносній системі відліку. Крім того, іноді в правій частині (1) треба врахувати деякі додаткові сили (наприклад у разі наявності в потоці значного перепаду температур).

Рівняння (1) є диференціальне рівняння першого порядку, в якому єдиною невідомою величиною є швидкість частинки u_c , а аргументом – час t . Швидкість потоку суцільної фази u у всіх точках простору вважається відомою і

визначається розв'язуванням рівнянь Нав'є – Стокса і нерозривності. Вихідними даними крім розміру і властивостей частинки є її положення в початковий момент часу [9].

Моделювання ерозійного зношування відводів газопроводів виконувалось за формулою Фінні, яка була розроблена для пластичних матеріалів аналізом рівнянь руху однієї частинки під час її зіткнення з поверхнею. Для цього досліджувалась траєкторія руху частинки. Згідно з моделлю Фінні питома швидкість ерозії (маса поверхні вилучена з одиниці площі за одиницю часу) на поверхні рівна

$$E = Ku_n^n f(\theta), \quad (2)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від модуля пружності матеріалу стінки і густини частинки;

n – стала, яка залежить від матеріалу стінки (для сталі змінюється від 2,3 до 2,5);

$f(\theta)$ – безрозмірна функція, яка враховує вплив кута атаки θ на швидкість ерозійного зношування. Ця функція може мати різний вигляд. Наприклад, в роботі вона має вигляд

$$f(\theta) = \begin{cases} A\theta^2 + B\theta & \dots \theta \leq \varphi \\ X\cos^2\theta \sin(W\theta) + Y\sin^2\theta + Z & \dots \theta > \varphi \end{cases}, \quad (3)$$

де $A, B, W, X, Y, Z, \varphi$ – емпіричні коефіцієнти. [10]

Основними параметрами відводів газопроводів є діаметр D_s , радіус вигину R та кут вигину φ (рис. 1). Вплив цих параметрів на ерозію відводів достатньо не вивчений. Щоб дослідити їх вплив на місцезнаходження і величину ерозійного зношування було накреслено тривимірні моделі внутрішньої порожнини відводів конструкція та геометричні розміри яких ідентичні промисловим зразкам і відповідає ТУ У 27.2-05747991-001 [11] та ОСТ 102-61 [12]. Було вибрано п'ять різних зовнішніх діаметри відводів – 89 мм, 219 мм, 530 мм, 1020 мм та 1420 мм. Для діаметру 530 мм були накреслені відводи з радіусом вигину DN (DN – умовний діаметр відводу) та кутами вигину 30°, 45°, 60° та 90°, а також з кутом вигину 90° та радіусами вигину DN, 1,5 DN, 2 DN, 2,5 DN та 3,5 DN. Відводи були накреслені з прилеглими ділянками труб. Товщини стінки відводів і прилеглих труб розраховувались для відповідного тиску. За значенням номінальної товщини стінки відводів і труб визначались їх внутрішні діаметри.

Коефіцієнт еквівалентної шорсткості стінок відводів і ділянок труб задавався рівним 0,03 мм. Тип граничної умови для дисперсної фази вибирався Reflect – відбивання частинки від стінки (кут падіння рівний куту відбивання).

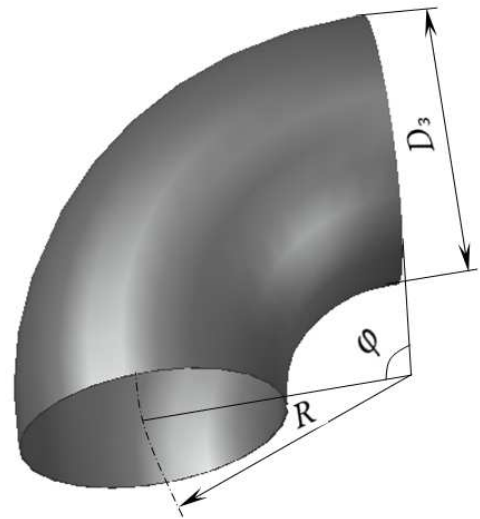


Рисунок 1 – Геометричні параметри відводу

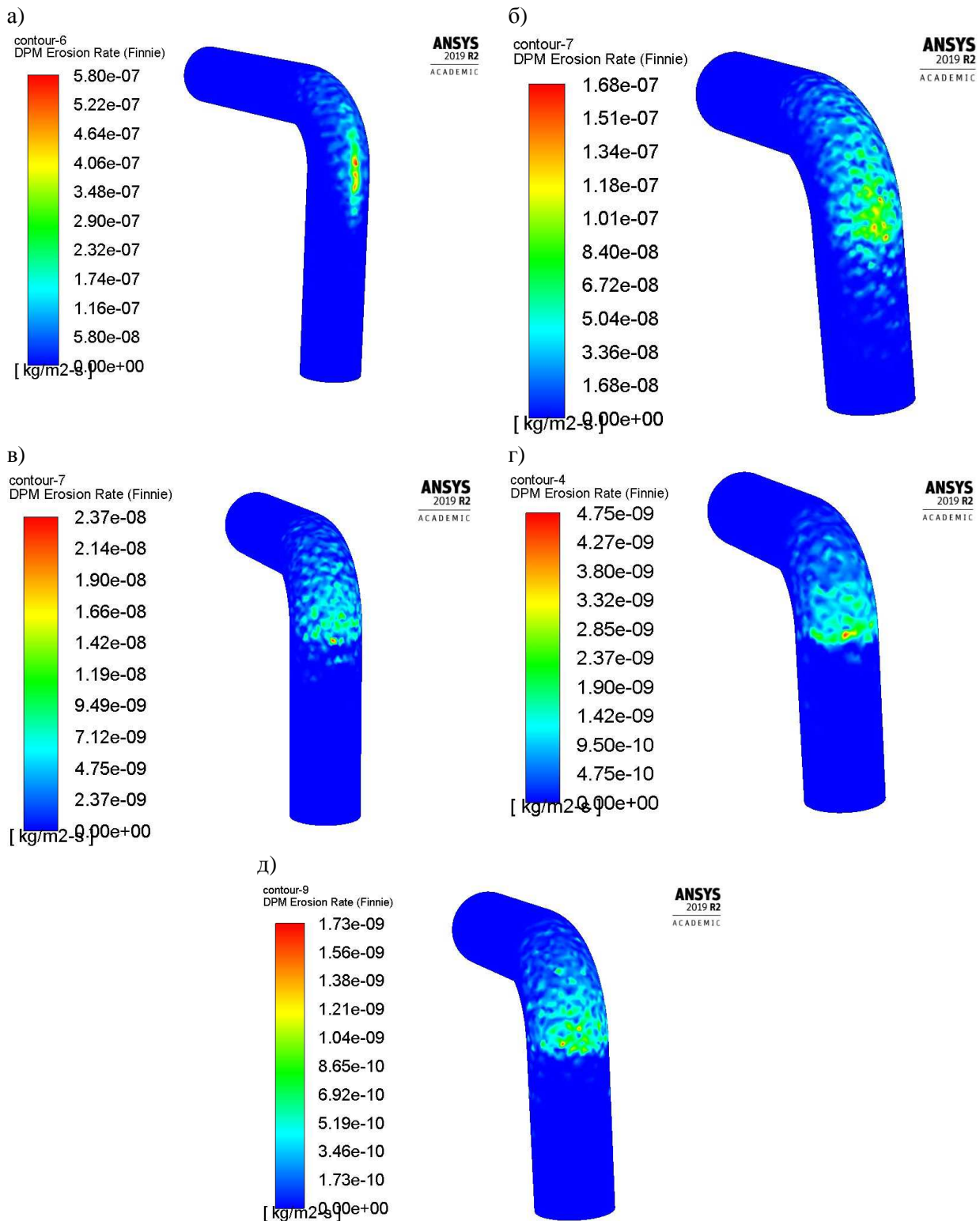
Моделювання було виконано для піску, який є однією з найбільших загроз цілісності відводів промислових газопроводів, якими газ транспортують від свердловин до систем очистки. Особливо це стосується транспортування сланцевого газу на ранніх стадіях видобування, коли швидкість газового потоку є максимальною. Також він є у внутрішній порожнині магистральних газопроводів.

Суцільною фазою був вибраний природний газ. Швидкість газового потоку на вході у відвід задавалась рівною 13 м/с. Швидкість та температура частинок дисперсної фази на вході в відвід приймалась рівною швидкості та температурі суцільної фази на вході. Температура суцільної фази відповідає умовам експлуатації газопроводів і задавалась 273 К. Дисперсна фаза вводилась рівномірно на вході і задавалась сферичної форми діаметром, рівним 0,1 мм. Витрата піску на вході в відвід задавалась рівною 0,001 кг/с.

Результати CFD моделювання візуалізувались в постпроцесорі ANSYS Fluent побудовою полів швидкості ерозійного зношування на контурах відводів, що дало змогу виявити місця та визначити величину максимального ерозійного зношування відводів.

Для кращого розуміння процесів ерозійного зношування відводів доцільно ознайомитись з результатами дослідження динаміки руху багатозафазних потоків відводами [13] та дослідженнями динаміки руху газу відводами [1].

Щоб встановити вплив діаметра відводу газопроводу на величину і місце його ерозійного зношування, досліджувались відводи зовнішнім діаметром 89 мм, 219 мм, 530 мм, 1020 мм та 1420 мм.



а) – $D_3=89$ мм; б) – $D_3=219$ мм; в) – $D_3=1020$ мм, г) – $D_3=1420$ мм

Рисунок 2 – Поля швидкості ерозійного зношування на контурах відводів різних діаметрів

Результати CFD моделювання (рис. 2) показують, що інтенсивне ерозійне зношування відбувається з опуклого боку відводу в місці виходу з нього газового потоку між кутом 60° і 90° відводу та на початку привареної до відводу труби в напрямку руху продукту. Причому зі

зменшенням діаметра відводу поле максимального ерозійного зношування все більше поширюється на приварену до відводу трубу. Для діаметру відводу 89 мм його довжина на привареній до відводу трубі настільки велика, як і на відводі.

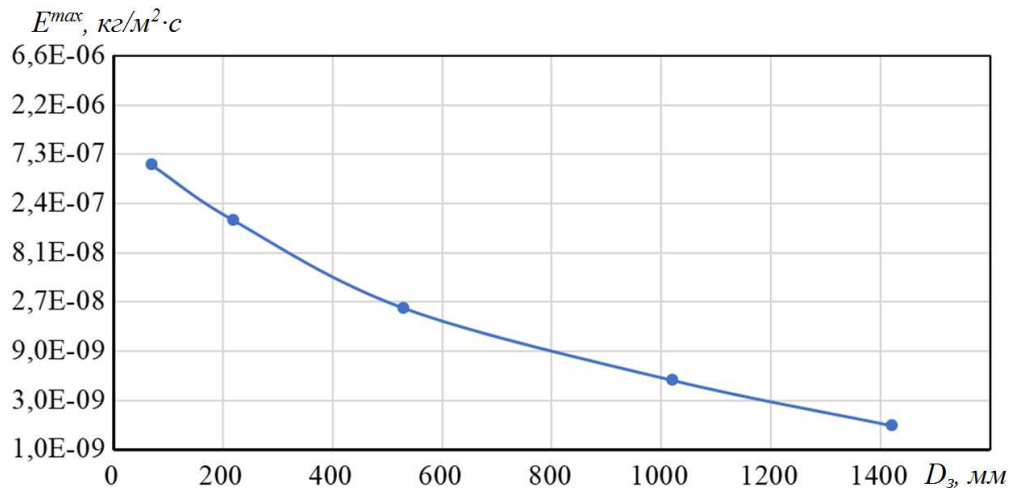


Рисунок 3 – Залежність максимальної швидкості ерозійного зношування від зовнішнього діаметра відводу

Діаметр відводу газопроводу має значний вплив на величину його ерозійного зношування при усіх інших незмінних параметрах. У разі зменшенні діаметра відводу спостерігається різке збільшення величини ерозійного зношування (рис. 3). Якщо діаметр відводу газопроводу зменшується від 1420 мм до 89 мм, величина максимальної швидкості ерозійного зношування відводів збільшується від $1,73 \cdot 10^{-9} кг/м^2 \cdot с$ до $5,8 \cdot 10^{-7} кг/м^2 \cdot с$. Причому найбільше збільшення максимальної швидкості ерозійного зношування відбувається коли діаметр відводу менший 530 мм.

Щоб встановити вплив кута вигину відводу газопроводу на величину і місце його ерозійного зношування, досліджувались відводи зовнішнім діаметром 530 мм з кутами вигину 30° , 45° , 60° і 90° .

Результати CFD моделювання (рис. 4) показують, що зі зменшенням кута вигину відводу поле максимального ерозійного зношування все більше зміщується від місця виходу з відводу газового потоку до середини опуклого боку відводу. Так, якщо кут вигину відводу складає 90° , то поле його максимального ерозійного зношування розташоване в місці виходу з відводу газового потоку і на початку привареної до відводу труби. Якщо ж кут вигину відводу складає 30° , то поле його максимального ерозійного зношування уже зосереджено в середній частині опуклого боку відводу.

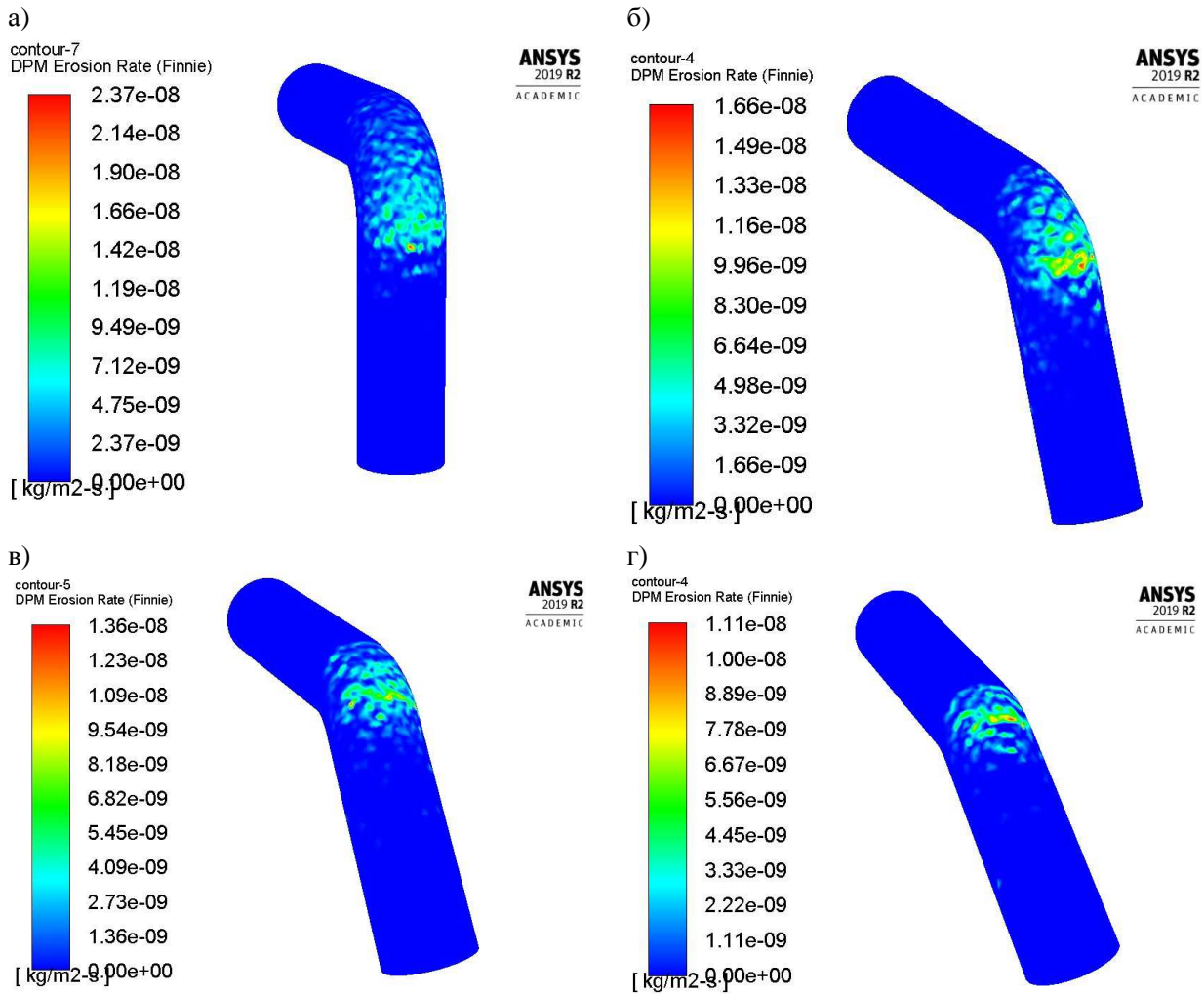
Кут вигину відводу газопроводу не чинить значного впливу на величину його ерозійного зношування при усіх інших незмінних параметрах. У разі зменшення кута вигину відводу спостерігається незначне зменшення величини його ерозійного зношування (рис. 5). Якщо кут

вигину відводу газопроводу зменшується від 90° до 30° , величина максимальної швидкості ерозійного зношування відводів зменшується від $2,37 \cdot 10^{-8} кг/м^2 \cdot с$ до $1,11 \cdot 10^{-8} кг/м^2 \cdot с$.

Щоб встановити вплив радіуса вигину відводу газопроводу на величину і місце його ерозійного зношування досліджувались відводи зовнішнім діаметром 530 мм з радіусами вигину рівним DN, 1,5 DN, 2 DN, 2,5 DN та 3,5 DN.

Результати CFD моделювання (рис. 6) показують, що з збільшенням радіуса вигину відводу поле максимального ерозійного зношування з опуклого боку відводу все більше зміщується від місця виходу з відводу газового потоку до місця входу газового потоку в відвід. Так, якщо радіус вигину відводу рівний DN, то поле його максимального ерозійного зношування розташоване в місці виходу з відводу газового потоку і на початку привареної до відводу труби. Якщо ж радіус вигину відводу рівний 2 DN то поле його максимального ерозійного зношування уже зосереджено в середній частині опуклого боку відводу. І якщо радіус вигину відводу рівний 3,5 DN то поле його максимального ерозійного зношування розміщене найближче до входу газового потоку в відвід.

Радіус вигину відводу газопроводу чинить вплив на величину його ерозійного зношування при усіх інших незмінних параметрах. У разі збільшення радіуса вигину відводу газопроводу спостерігається зменшення величини його ерозійного зношування (рис. 7). Якщо радіус вигину відводу газопроводу збільшується від DN до 3,5 DN величина максимальної швидкості ерозійного зношування відводу зменшується від $2,37 \cdot 10^{-8} кг/м^2 \cdot с$ до $2,4 \cdot 10^{-9} кг/м^2 \cdot с$.



а) – $\varphi=90^\circ$; б) – $\varphi=60^\circ$; в) – $\varphi=45^\circ$, г) – $\varphi=30^\circ$

Рисунок 4 – Поля швидкості ерозійного зношування на контурах відводів різних кутів вигину

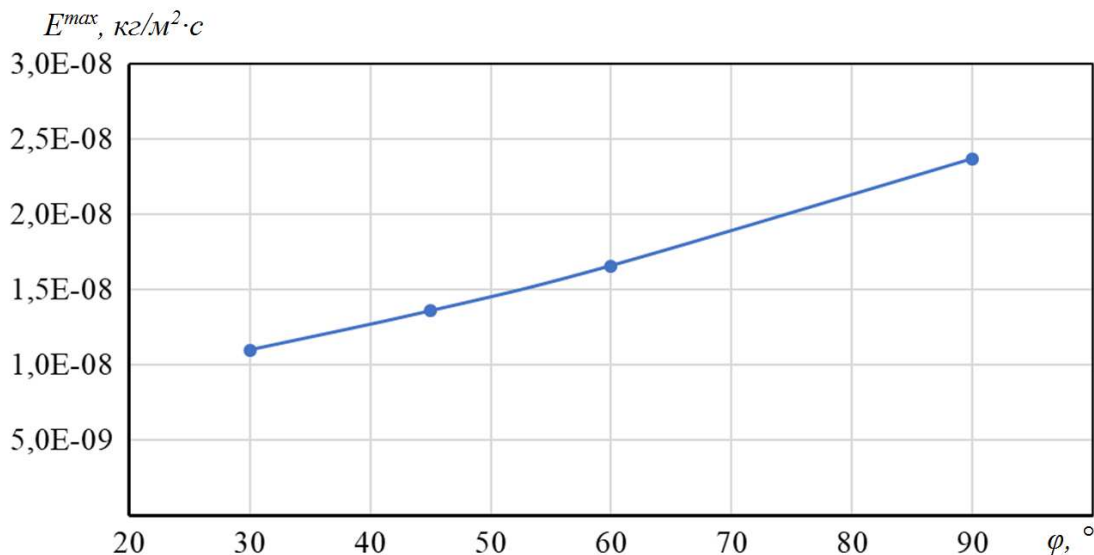
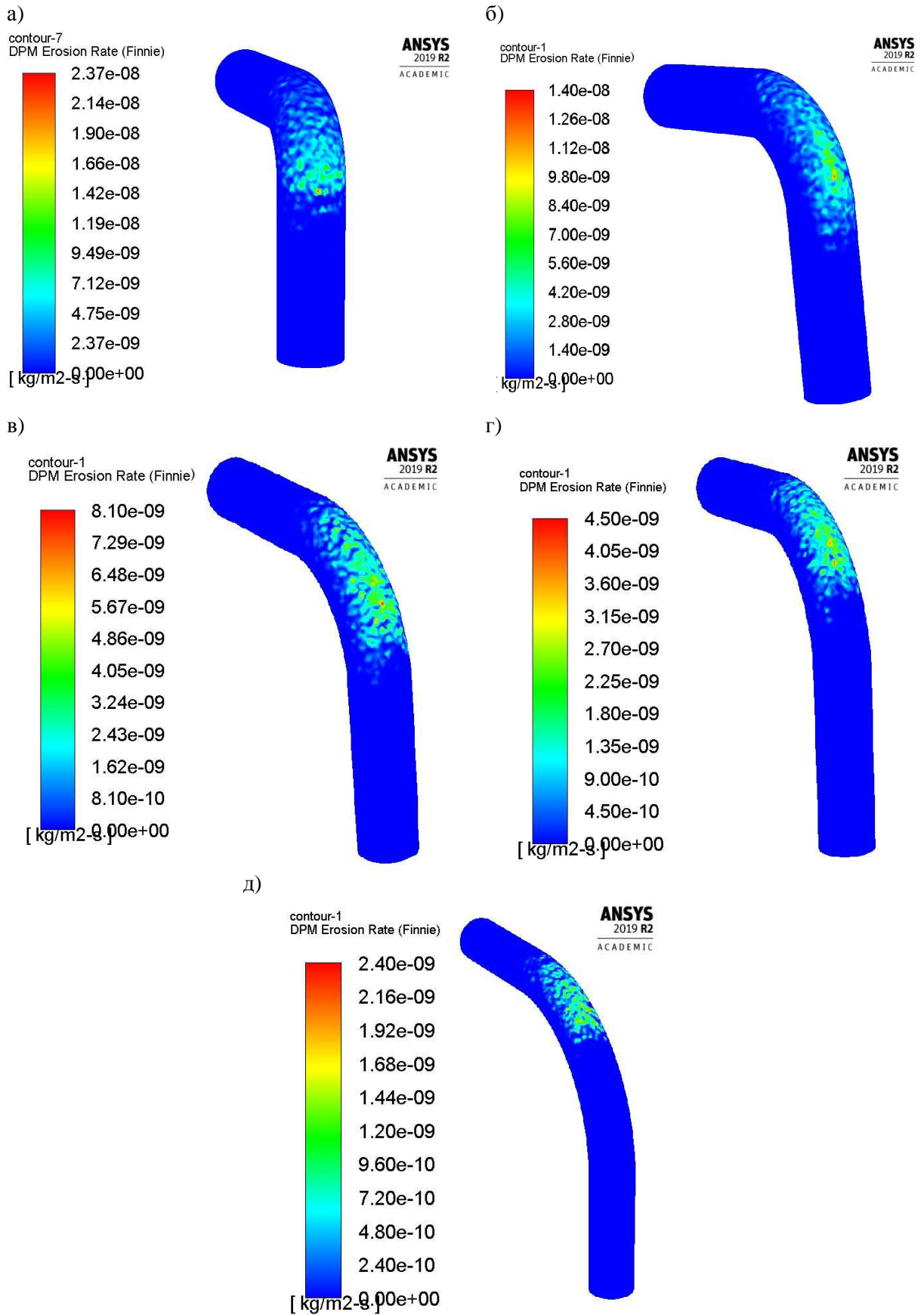


Рисунок 5 – Залежність максимальної швидкості ерозійного зношування від кута вигину відводу



а) – R=DN; б) – R=1,5 DN; в) – R=2 DN; г) – R=2,5 DN; д) – R=3,5 DN
 Рисунок 6 – Поля швидкості ерозійного зношування на контурах відводів різних радіусів вигину

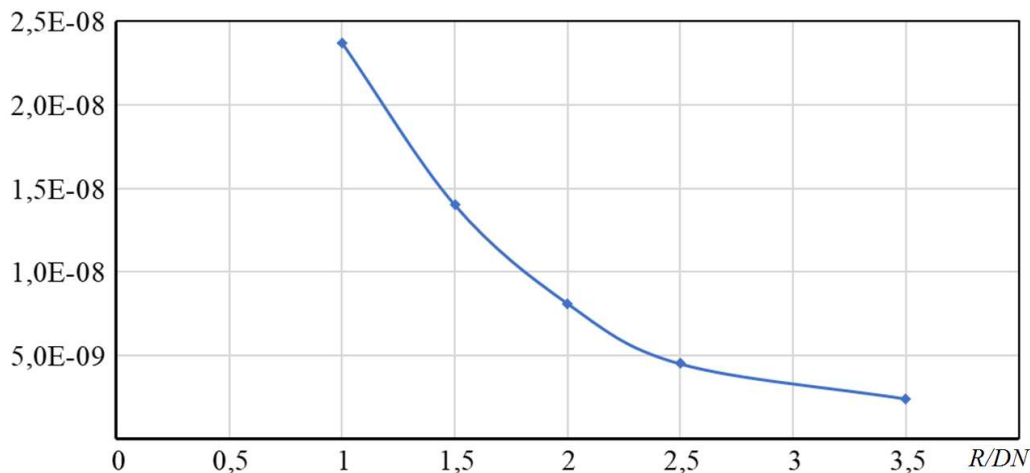


Рисунок 7 – Залежність максимальної швидкості ерозійного зношування від радіуса вигину відводу

Висновки

Результати CFD моделювання показали, що місцезнаходження і величина ерозійного зношування відводів газопроводів значною мірою залежать від їх геометричних параметрів.

Найбільший вплив на місцезнаходження ерозійного зношування відводів газопроводів має радіус вигину відводу, зі збільшенням якого поле максимального ерозійного зношування опуклим боком відводу все більше зміщується від місця виходу газового потоку з відводу до місця його входу у відвід. Кут вигину відводу чинить все менший вплив і зі зменшенням кута вигину відводу, поле максимального ерозійного зношування зміщується від місця виходу газового потоку з відводу до середини опуклого боку відводу. Зі зменшенням діаметра відводу поле максимального ерозійного зношування щораз більше поширюється на приварену до відводу трубу.

На величину ерозійного зношування відводів газопроводів найбільший вплив чинить діаметр відводу, а кут вигину - найменший. Зменшення діаметра відводу від 1420 мм до 89 мм призводить до збільшення швидкості максимального ерозійного зношування в 335 разів при однакових інших умовах. Найбільше збільшення максимальної швидкості ерозійного зношування відбувається, коли діаметр відводу менший 530 мм.

Відводи газопроводу з кутом вигину 30° в 2,5 рази швидше ерозійно зношується, ніж відвід з кутом вигину 90° , а відводи з радіусом вигину, рівним DN, в 9,8 разів швидше, ніж з радіусом вигину 3,5 DN.

Література

1. Дорошенко Я. В., Марко Т. І., Дорошенко Ю. І. Дослідження динаміки руху газу фасонними елементами обв'язки компресорної станції. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2016. № 1 (40). С. 57–71.
2. Doroshenko Ya., Doroshenko Ju., Zapukhliak V., Poberezhny L., Maruschak P. Modeling computational fluid dynamics of multiphase flows in elbow and T-junction of the main gas pipeline. *Transport*. 2019. Vol. 34, No 1. P. 19–29.
3. Doroshenko Ya. V., Marko T. I., Doroshenko Yu. I. The study of erosive wear of the shaped elements of compressor station manifold of a gas pipeline. *Journal of Hydrocarbon Power Engineering*. 2017. Vol. 3, Issue 2. P. 65–78.
4. Mazumder Q. S-bend erosion in particulated multiphase flow with air and sand. *The Journal of Computational Multiphase Flows*. 2016. Vol. 8 (3). P. 157–166.
5. Дорошенко Я. В., Запукхляк В. Б., Марко Т. І., Стасюк Р. Б. Експериментальні дослідження ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 1 (62). С. 66–76.
6. Zhang E., Zeng D., Zhu H., Li S., Chen D., Li J., Ding Y., Tian G. Numerical simulation for erosion effects of three-phase flow containing sulfur particles on elbows in high sour gas fields. *Petroleum*. 2018. № 4. P. 158–167.
7. Fadli A., Karim M., Harahap R., Taufik A. Pipeline failure analysis of bending pipe on the geothermal production well KMJ-X7 in Kamojang geothermal field, Indonesia. *Proceedings World Geothermal Congress: materials of Congress*,

Melbourne, 19–25 April 2015 year. Melbourne, Australia, 2015. 9 p.

8. Smart J. Movement of black powder in gas pipeline. *Pipeline and Gas Journal*. October 2007. P. 82–85.

9. Dosanjh S., Humphrey J. The influence of turbulence on erosion by a particle laden fluid jet. *Wear*. 1985. Vol. 102. No. 4. P. 309–330.

10. Finnie I., Kabil Y. On the formation of surface ripples during erosion. *Wear*. 1965. No 8. P. 60–69.

11. ТУ У 27.2-05747991-001-2004. Деталі з'єднувальні і збірні одиниці магістральних і промислових трубопроводів на Рр до 10 МПа (100 кгс/см²). [Чинний від 2005-06-01]. Вид. офіц. м. Суми : ВАТ “СМНО ім. Фрунзе”, 2004. 98 с.

12. ОСТ 102-61-81. Детали магистральных трубопроводов стальные приварные на Ру до 10,0 МПа (100 кгс/см²). Тройники сварные с усиливающими накладками. Размеры. [Действующий от 1981-07-01]. Изд. офиц. М.: Министерство строительства предприятий нефтяной и газовой промышленности, 1981. 32 с.

13. Дорошенко Я. В., Марко Т. І., Дорошенко Ю. І. Дослідження динаміки руху багатofазних потоків фасонними елементами обв'язки компресорної станції магістрального газопроводу. *Міжнародний науковий журнал*. 2016. № 7. С. 68–77.

References

1. Doroshenko Ya. V., Marko T. I., Doroshenko Yu. I. The study of the dynamics of gas shaped binding elements of compressor station. *Scientific bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas*. 2016. No 1(40). P. 57–71. [in Ukrainian]

2. Doroshenko Ya., Doroshenko Ju., Zapukhliak V., Poberezhny L., Maruschak P. Modeling computational fluid dynamics of multiphase flows in elbow and T-junction of the main gas pipeline. *Transport*. 2019. Vol. 34, No 1. P. 19–29.

3. Doroshenko Ya. V., Marko T. I., Doroshenko Yu. I. The study of erosive wear of the shaped elements of compressor station manifold of a gas pipeline. *Journal of Hydrocarbon Power Engineering*. 2017. Vol. 3, Issue 2. P. 65–78.

4. Mazumder Q. S-bend erosion in particulated multiphase flow with air and sand. *The Journal of Computational Multiphase Flows*. 2016. Vol. 8 (3). P. 157–166.

5. Doroshenko Ya. V., Zapukhliak V. B., Marko T. I., Stasiuk R. B. Eksperymentalni doslidzhennia eroziinoho znoshuvannia fasonnykh elementiv truboprovodiv. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. 2017. No 1 (62). P. 66–76.

6. Zhang E., Zeng D., Zhu H., Li S., Chen D., Li J, Ding Y., Tian G. Numerical simulation for erosion effects of three-phase flow containing sulfur particles on elbows in high sour gas fields. *Petroleum*. 2018. № 4. P. 158–167.

7. Fadli A., Karim M., Harahap R., Taufik A. Pipeline failure analysis of bending pipe on the geothermal production well KMJ-X7 in Kamojang geothermal field, Indonesia. *Proceedings World Geothermal Congress: materials of Congress*, Melbourne, 19–25 April 2015 year. Melbourne, Australia, 2015. 9 p.

8. Smart J. Movement of black powder in gas pipeline. *Pipeline and Gas Journal*. October 2007. P. 82–85.

9. Dosanjh S., Humphrey J. The influence of turbulence on erosion by a particle laden fluid jet. *Wear*. 1985. Vol. 102. No. 4. P. 309–330.

10. Finnie I., Kabil Y. On the formation of surface ripples during erosion. *Wear*. 1965. No 8. P. 60–69.

11. ТУ У 27.2-05747991-001-2004. Деталі з'єднувальні і збірні одынсьи магістральних і промислових трубопроводів на Рр до 10 МПа (100 кхс/см²). [Chynnyi vid 2005-06-01]. Vyd. ofits. m. Sumy : VAT “SMNO im. Frunze”, 2004. 98 p. [in Ukrainian]

12. ОСТ 102-61-81. Детали магистральных трубопроводов стальные приварные на Ру до 10,0 МПа (100 кгс/см²). Тройники сварные с усиливающими накладками. Размеры. [Dejstvuyushij ot 1981-07-01]. Izd. ofic. М.: Ministerstvo stroitelstva predpriyatij neftyanoj i gazovoj promyshlennosti, 1981. 32 p. [in Russian]

13. Doroshenko Ya. V., Marko T. I., Doroshenko Yu. I. Doslidzhennia dynamiky rukhu bahatofaznykh potokiv fasonnymy elementamy obv'iazky kompresornoj stantsii mahistralnogo hazoprovodu. *Mizhnarodnyi naukovyi zhurnal*. 2016. No 7. P. 68–77. [in Ukrainian]

КОНТРОЛЬ ТА РЕГУЛЮВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Д. О. Паневник, О. В. Паневник*

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

Неперервний контроль та дистанційне регулювання режиму роботи свердловинного струминного насоса дозволяє підвищити ефективність гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин. На основі аналізу робочого процесу ежекційної системи встановлено взаємозв'язок між густиною і витратою змішаного потоку та режимними параметрами свердловинного нафтового струминного насоса у вигляді нелінійних залежностей, які дають змогу здійснювати дистанційний контроль за величиною витрати потоку у привибійному контурі циркуляції. В процесі моделювання гідравлічних зв'язків між елементами ежекційної системи побудовано бінарну діаграму у вигляді двох суміщених квадрантів, яка відображає встановлені закономірності між параметрами змішаного потоку на виході з свердловини та режимом роботи струминного насоса. Запропоновано спосіб дистанційного регулювання режиму роботи свердловинної ежекційної системи шляхом зміни витрати робочого потоку, який спрямовується в свердловину наземним насосним агрегатом та зміною геометричних розмірів деталей проточної частини струминного насоса. Регулювання режиму роботи свердловинного струминного насоса реалізується шляхом зміни положення робочої точки насосної установки. В процесі регулювання режиму роботи струминного насоса зміною робочої витрати отримано серію характеристик гідравлічної системи, які визначають координати робочої точки насосної установки. Регулювання режиму роботи ежекційної системи зміною геометричних розмірів елементів проточної частини струминного насоса передбачає побудову серії його власних характеристик за незмінної характеристики його гідравлічної системи. Заміна деталей проточної частини струминного насоса здійснюється гідравлічним способом і не потребує проведення в свердловині спуско-підіймальних операцій. Наведено графічну інтерпретацію запропонованих методів регулювання режиму роботи свердловинної ежекційної системи у вигляді побудованих в єдиній системі координат суміщених характеристик струминного насоса та його гідравлічної системи.

Ключові слова: свердловинний струминний насос, ежекційна система, система циркуляції свердловини, привибійний контур циркуляції, коефіцієнт ежекції.

Непрерывный контроль и дистанционное регулирование режимом работы скважинного струйного насоса позволяет увеличить эффективность гидроструйного способа эксплуатации нефтяных скважин. По результатам анализа рабочего процесса эжекционной системы установлена взаимосвязь между плотностью, расходом смешанного потока и режимными параметрами скважинного нефтяного струйного насоса в виде нелинейных зависимостей, которые позволяют осуществлять дистанционный контроль величины расхода потока в призабойном контуре циркуляции. В процессе моделирования гидравлических связей между элементами эжекционной системы построена бинарная диаграмма в виде двух совмещенных квадрантов, отображающая полученные закономерности между параметрами смешанного потока на выходе из скважины и режимом работы струйного насоса. Предложен способ дистанционного регулирования режима работы скважинной эжекционной системы путем изменения расхода рабочего потока, направляемого в скважину наземным насосным агрегатом, и изменением геометрических размеров деталей проточной части струйного насоса. Регулирование режима работы скважинного струйного насоса осуществляется путем изменения положения рабочей точки насосной установки. В процессе регулирования режима работы струйного насоса изменением рабочего расхода получена серия характеристик гидравлической системы, которые определяют координаты рабочей точки насосной установки. Регулирование режима работы эжекционной системы путем изменения геометрических размеров элементов проточной части струйного насоса предусматривает построение серии его собственных характеристик при неизменной характеристике его гидравлической системы. Замена деталей проточной части струйного насоса осуществляется гидравлическим способом и не требует спуско-подъемных операций в скважине. Приведена графическая интерпретация предложенных методов регулирования режима работы скважинной эжекционной системы в виде построенных в единой системе координат совмещенных характеристик струйного насоса и его гидравлической системы.

Ключевые слова: скважинный струйный насос, эжекционная система, система циркуляции скважины, призабойный контур циркуляции, коэффициент эжекции.

Permanent monitoring and remote control of the operation mode of the hydraulic jet pump allows increasing the efficiency of the hydrojet mode of oil wells operation. Based on the analysis of the workflow of the ejection system, the authors reveal the relation between the density and flow rate of the mixed flow and the operating parameters of the oil hydraulic jet pump in the form of nonlinear dependencies, which make it possible to carry out remote control over the flow rate in the bottomhole circulation circuit. In the process of modeling the hydraulic relations between the elements of the ejection system, a binary diagram is constructed. This binary diagram is created in the form of two combined quadrants and presents the obtained regularities between the parameters of the mixed flow at the well outlet and the operation mode of the jet pump. The authors present the method of remote control over the operation mode of a well ejection system by means of varying the flow-rate of power fluid directed to the well by a ground pump unit and by means of changing the dimensions of the components of the flowing part of the jet pump. The regulation of the operation mode of the hydraulic jet pump occurs by changing the position of the operating point of the pumping unit. In the process of regulating the operation mode of the jet pump by changing the operating flow rate, the authors obtain a series of characteristics of the hydraulic system which determine the coordinates of the operating point of the pumping unit. Adjusting the operation mode of the ejection system by changing the dimensions of the components of the flowing part of the jet pump involves creating a series of its own characteristics with constant characteristics of its hydraulic system. The replacement of the components of the flowing part of the jet pump is carried out in a hydraulic way and does not require round-trip operations in the well. The authors present the graphical interpretation of the proposed methods of regulating the operation mode of the well ejection system in the form of combined characteristics of the jet pump and its hydraulic system built in the single system of coordinates.

Keywords: hydraulic jet pump, ejection system, system of well circulation, bottomhole circulation circuit, ejection coefficient.

Вступ

Застосування свердловинних струминних насосів дозволяє суттєво покращити ефективність розробки покладів вуглеводнів та підвищити енергетичну безпеку України. Можливість використання в складних умовах, проста і маловартісна конструкція, здатність працювати за наявності в продукції свердловини значного вмісту газу, води і піску зумовили використання струминних насосів при реалізації більшості виробничих процесів будівництва, експлуатації та ремонту нафтових і газових свердловин [1], [2]. Визначальною перевагою використання свердловинних струминних насосів є можливість забезпечення рентабельності нафтогазовидобутку на пізній стадії експлуатації покладів вуглеводнів. Розробка родовищ нафти і газу супроводжується ускладненням гірничо-геологічних умов розміщення та видобування покладів вуглеводнів. Невпинне зростання обсягів світового споживання енергоносіїв зумовлює необхідність видобування важкодоступних та нетрадиційних вуглеводнів. Зважаючи на постійне збільшення частки вуглеводнів у світовому балансі енергоспоживання, актуальним завданням є удосконалення нетрадиційних технологій їх видобутку, здатних підвищити ефективність експлуатації виснажених та молодоступних покладів нафти і газу.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій

Розміщення струминного насоса на вибої свердловини забезпечує безкавітаційний режим його експлуатації. При цьому, однак, порівняно із поверхневим струминним насосом, усклад-

нюється контроль та регулювання режиму його роботи, внаслідок чого зменшується ефективність використання гідроструминного способу нафтовидобутку. За характером контролю можна виділити [3],[4] прямий та непрямий спосіб визначення характеристик струминного насоса. 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 потоків. 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 змішування може вмонтовуватись тензOMETричний давач [5], 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. Контроль параметрів може здійснюватись також за допомогою підвишеного на кабелі геофізичного приладу. Фізичні параметри інжектваного потоку можуть визначатись з використанням вибійних випромінювачів [6] та електронних перетворювачів із кабелем дистанцій-

ного 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. В роботі [7] детально описано спосіб контролю режиму роботи свердловинного струминного насоса за величиною тиску, що створює наземний поверхневий агрегат при спрямуванні робочого потоку в свердловину.

Виділення частини невирішеної проблеми

Наведена в роботі [4] методика визначення режиму роботи струминного насоса передбачає використання ежекційної системи із зосередженим гідравлічним опором у вигляді промивальних насадок долота і не може застосовуватись для оцінки параметрів експлуатації нафтового насоса. Застосування для контролю режиму роботи струминного насоса тензодавачів [5] та вибійних випромінювачів [6] передбачає використання електричного кабелю, наявність якого ускладнює процес експлуатації та технічного обслуговування свердловини. Спосіб контролю режиму роботи свердловинного струминного насоса за величиною тиску, що створює наземний поверхневий агрегат [7], не забезпечує визначення характеристик ежекційної системи за густиною змішаного потоку. Наявні технології використання нафтового струминного насоса не дозволяють здійснювати дистанційне регулювання режиму його роботи.

Мета досліджень

Метою досліджень, результати яких наведені в даній роботі, є удосконалення методу контролю режиму роботи нафтової свердловинної ежекційної системи з гідравлічними опорами у вигляді лінійних ділянок круглого і кільцевого перерізів та обґрунтування технології дистанційного регулювання характеристик струминного насоса.

Висвітлення основного матеріалу

Перспективність контролю характеристик струминного насоса за густиною змішаного потоку ґрунтується на простоті його застосування. Крім того, забезпечується достатня точність вимірів: незалежно від типу пристроїв для визначення густини (гравітаційні, поплавкові, радіоактивні або гідростатичні) основна похибка вимірів не перевищує 2 %.

Густину змішаного потоку, який виходить із свердловини, можна визначити з використанням очевидних співвідношень

$$\rho_3 = \frac{m_p + m_i}{V_p} = \frac{\rho_p V_p + \rho_i V_i}{V_3}, \quad (1)$$

де m_p , m_i – маса робочого та інжектowanego потоків;

V_3 , V_p , V_i – об'єм змішаного, робочого та інжектowanego потоків;

ρ_3 , ρ_p , ρ_i – густина змішаного, робочого та інжектowanego потоків.

Враховуючи співвідношення між витратою Q , об'ємом V та часом t

$$V_p = Q_p t; \quad V_i = Q_i t; \quad V_3 = Q_3 t, \quad (2)$$

запишемо

$$\rho_3 = \frac{\rho_p Q_p t + \rho_i Q_i t}{Q_3 t} = \frac{\rho_p Q_p + \rho_i Q_i}{Q_3}. \quad (3)$$

Отриманий вираз можна спростити, використовуючи поняття коефіцієнта інжекції струминного насоса:

$$Q_i = Q_p i; \quad Q_3 = Q_p + Q_i = Q_p (1 + i). \quad (4)$$

Тоді для густини змішаного потоку отримаємо формулу

$$\rho_3 = \frac{\rho_p + \rho_i i}{1 + i}. \quad (5)$$

Отримане рівняння відповідає фізичному змісту процесу змішування потоку. Дійсно, у випадку, коли $\rho_p = \rho_i$ густина змішаного потоку набуває значення $\rho_3 = \rho_p = \rho_i$. У випадку, коли підсмоктування інжектowanego потоку відсутнє, тобто, $i = 0$ густина змішаного потоку набуває значення $\rho_3 = \rho_p$. Розв'язанням останнього рівняння відносно величини коефіцієнта інжекції отримуємо формулу, яка обґрунтовує даний спосіб контролю режиму роботи струминного насоса

$$i = \frac{\rho_3 - \rho_p}{\rho_i - \rho_3}. \quad (6)$$

Слід зазначити, що даний метод контролю режиму роботи струминного насоса може використовуватись для ежекційних систем з відокремленими лініями змішаного та інжектowanego потоків.

Визначимо вигляд рівняння, яке дозволяє реалізувати технологію контролю характеристик струминного насоса за витратою змішаного потоку. Враховуючи співвідношення між величиною коефіцієнта інжекції i та витратами ро-

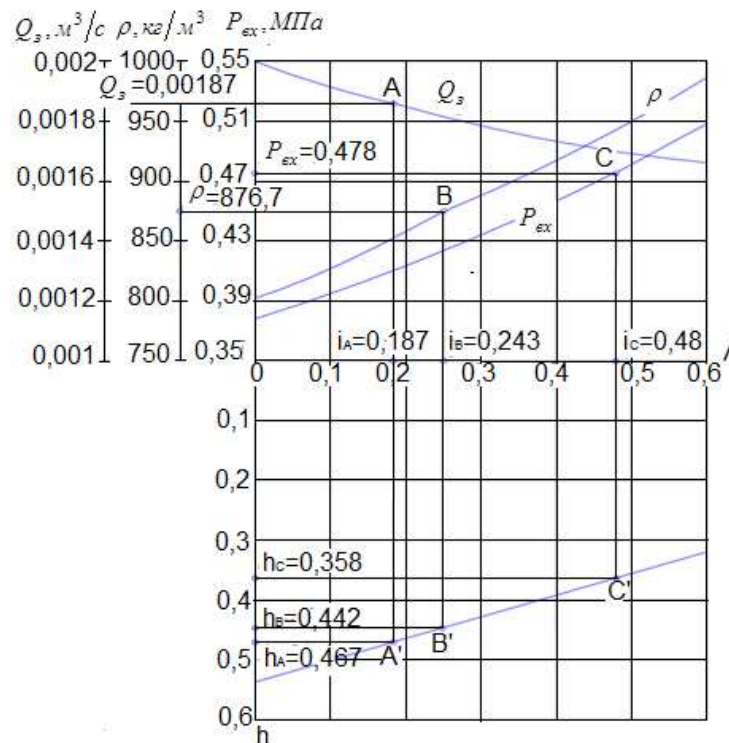


Рисунок 1 – Контроль характеристик струминного насоса за витратою змішаного потоку Q_3 , густиною змішаного потоку ρ_3 та тиском робочого потоку P_{ex}

бочого Q_p та змішаного Q_3 потоків $Q_3 = Q_p(1+i)$ запишемо

$$i = \frac{Q_3}{Q_p} - 1. \quad (7)$$

Витрати Q_3 , Q_p визначаються за допомогою витратомірів або мірних резервуарів. Залежність $i = f(Q_3)$ є лінійною і дозволяє визначити коефіцієнт інжекції та відносний напір струминного насоса.

Щоб побудувати діаграму для здійснення контролю режиму роботи струминного насоса за густиною змішаного потоку, скористаємось рівнянням (5). Для проведення розрахунків застосуємо наступні значення складових рівняння (5): $\rho_p = 1000$ кг/м³ (технічна вода); $\rho_i = 780$ кг/м³. Тоді розрахункова формула наведе вигляду

$$\rho_3 = \frac{1000 + 780i}{1+i}. \quad (8)$$

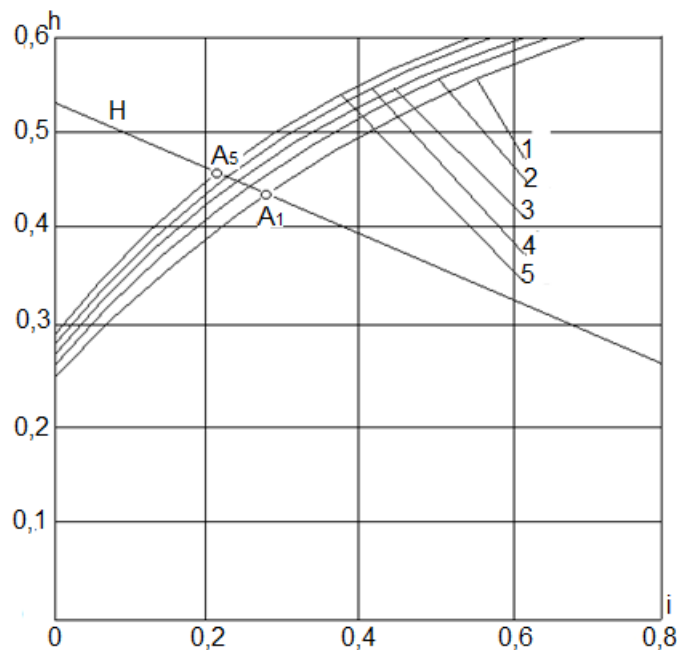
Густину змішаного потоку визначаємо для коефіцієнта інжекції, який змінюється в діапазоні від $i = 0$ до $i = 0,6$ з кроком $\Delta i = 0,1$.

Співвідношення між густиною змішаного потоку та величиною коефіцієнта інжекції має вигляд (рис. 1) гіперболічної залежності, яка асимптотично наближається до горизонтальної прямої, що визначає густину інжектованого потоку. Показана на рисунку 1 графічна залеж-

ність стосується випадку використання для робочої рідини - технічної води ($\rho_p = 1000$ кг/м³).

Якщо для робочої рідини використовують нафту з тією ж густиною, що і густина інжектованого потоку $\rho_p = \rho_i$, залежність $\rho_3 = f(i)$ має вигляд горизонталі, яка відповідає густині інжектованої рідини ρ_i . В цьому випадку густина змішаного потоку відповідає густині інжектованої рідини, тож даний спосіб контролю характеристик струминного насоса використовуватись не може. На графіку відображено випадок визначення режимних параметрів струминного насоса, якщо густина змішаного потоку становить $\rho_3 = 876,7$ кг/м³. Тоді коефіцієнти інжекції і відносний напір становлять відповідно $i_g = 0,243$; $h_g = 0,442$.

Для побудови діаграми, яка дозволяє здійснювати контроль режиму роботи струминного насоса за величиною витрати змішаного потоку, використано формулу (7). На рисунку 1 наведено послідовність визначення режимних параметрів струминного насоса за попередньо отриманими величинами. Точки A, A' характеризують режим роботи струминного насоса за попередньо визначеною витратою змішаного потоку Q_3 . Витраті змішаного потоку $Q_3 = 0,00187$ м³/с відповідає коефіцієнт інжекції $i_A = 0,187$ та відносний напір $h_A = 0,467$.



1 – 0,001215 м³/с; 2 – 0,001296 м³/с; 3 – 0,001447 м³/с; 4 – 0,00162 м³/с; 5 – 0,001829 м³/с;

H – власна характеристика струминного насоса;

A₁ ... A₅ – положення робочих точок насосної установки

Рисунок 2 – Визначення положення робочої точки для різних значень витрати робочого потоку

На рисунку 1 наведено також діаграму для контролю режиму роботи струминного насоса за величиною тиску робочого потоку на вході в свердловину. Обґрунтування даного методу контролю параметрів ежекційної системи наведено в роботі [7]. Величина вхідного тиску на діаграмі $P_{ex}=0,478$ МПа відповідає значенню коефіцієнта інжекції $i_c=0,48$ та відносному напору струминного насоса $h_c=0,358$ (точки C, C').

Зважаючи на конструкцію ежекційної системи, розглядаємо два способи регулювання режиму роботи струминного насоса: зміною величини робочої витрати та основного геометричного параметра. Регулювання режиму роботи струминного насоса зміною величини робочої витрати не потребує виконання спускопідймальних операцій і підймання ежекційної системи на поверхню. Зміна режимних параметрів здійснюється дистанційно шляхом регулювання подачі поверхневого насосного агрегата.

Регулювання режиму роботи ежекційної системи визначається переміщенням робочої точки насосної установки по напірній характеристиці струминного насоса (рис. 2). Кожній робочій точці насосної установки відповідає окрема характеристика гідравлічної системи, яка отримується шляхом фіксованої зміни величини робочої витрати струминного насоса. Рівняння власної характеристики струминного

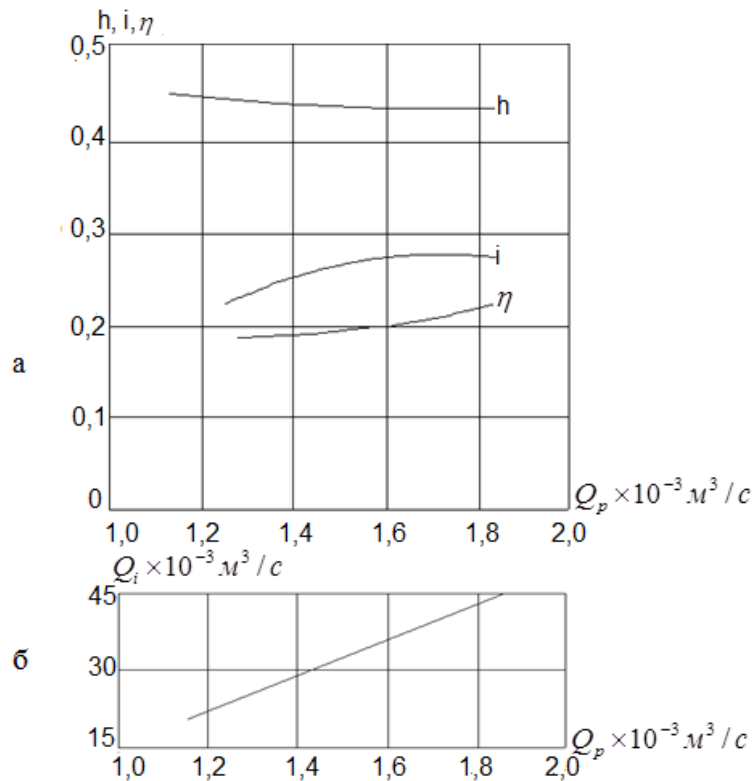
насоса (крива H на рисунку 2) визначається із використанням закону збереження кількості руху рідини в камері змішування струминного насоса [8], а рівняння гідравлічної характеристики (криві 1 – 5 на рисунку 2) – із застосуванням співвідношення тисків в характерних перерізах ежекційної системи

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i}, \quad (9)$$

де P_3 , P_i , P_p – значення тисків відповідно змішаного, інжектowanego та робочого потоків.

Для аналізу впливу робочої витрати на характеристику ежекційної системи використовуємо такі стандартизовані значення подачі триплунжерного насоса фірми Кове: $Q_{p1}=105$ м³/доб. (1,215 л/с); $Q_{p2}=112$ м³/доб. (1,296 л/с); $Q_{p3}=125$ м³/доб. (1,447 л/с); $Q_{p4}=140$ м³/доб. (1,62 л/с); $Q_{p5}=158$ м³/доб. (1,829 л/с). Наведені значення витрат робочого потоку підставляємо в рівняння характеристики гідравлічної системи і будуємо серію кривих в координатах $h-i$ (рис. 2). Зростання витрати робочого потоку зміщує робочу точку насосної установки в напрямку збільшення напорів (рис. 2).

Координати положень робочої точки насосної установки можуть бути представлені у вигляді залежностей напору $h = f(Q_p)$, коефіціє-



а) залежність напору h , коефіцієнта інжекції i та ККД η струминного насоса від витрати робочого потоку; б) залежність дебіту свердловини від витрати робочого потоку

Рисунок 3 – Регулювання режиму роботи насосної установки зміною робочої витрати

ента інжекції $i = f(Q_p)$ та ККД $\eta = f(Q_p)$, від витрати робочого потоку (рис. 3, а).

Для розрахунку ККД використано рівняння, яке зв'язує відносні режимні параметри струминного насоса $\eta = hi/(1-h)$. Враховуючи загальноприйняте визначення коефіцієнта інжекції, розраховано також дебіт свердловини $Q_i = Q_p i$ (рис. 3 б).

Аналіз отриманих характеристик вказує на прямопропорційний вплив витрати робочого потоку на величину коефіцієнта інжекції, ККД та дебіт свердловини та оберненопропорційний вплив на відносний напір струминного насоса.

Зміна геометричного параметра струминного насоса передбачає заміну деталей його проточної частини, тому даний спосіб регулювання режиму роботи ежекційної системи зумовлює використання канатної техніки або проведення спуско-підймальних операцій. Нове покоління свердловинних струминних насосів, однак, допускає заміну його елементів гідравлічним способом без підймання колони труб. Даний спосіб регулювання передбачає отримання нового положення робочої точки насосної установки шляхом зміни напірної характеристики струминного насоса.

Кожній напірній характеристиці струминного насоса відповідає окрема робоча точка насосної установки.

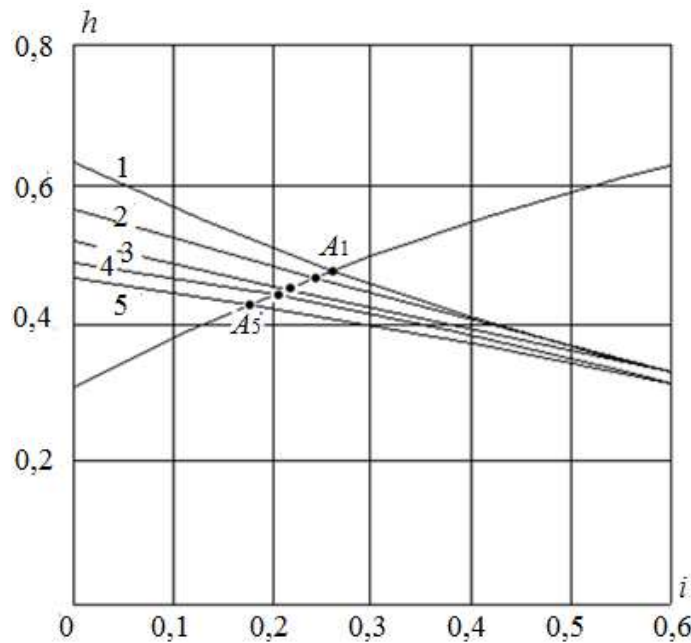
Серію кривих, які відповідають напірним характеристикам струминного насоса, отримуємо шляхом підстановки в рівняння власної характеристики струминного насоса [8] фіксованих значень геометричного параметра $K_{сн}$.

Зміна геометричного параметра викликає переміщення робочої точки насосної установки (точки $A_1 \dots A_5$) за характеристикою гідравлічної системи струминного насоса.

Висновки

1. Значна відстань між струминним насосом та оператором ускладнює контроль та регулювання режиму його роботи, внаслідок чого зменшується ефективність використання свердловинної ежекційної системи.

2. Встановлено взаємозв'язок між густиною і витратою змішаного потоку та режимними параметрами свердловинного нафтового струминного насоса у вигляді нелінійних залежностей, які дають змогу здійснювати дистанційний контроль за величиною витрати потоку у привибійному контурі циркуляції. В процесі моделювання гідравлічних зв'язків між елемен-



1 – $K_{ch}=2,0$; 2 – $K_{ch}=2,25$; 3 – $K_{ch}=2,5$; 4 – $K_{ch}=2,75$; 5 – $K_{ch}=3,0$

Рисунок 4 – Регулювання режиму роботи струминного насоса шляхом зміни основного геометричного параметра K_{ch}

тами ежекційної системи побудовано бінарну діаграму у вигляді двох суміщених квадрантів, яка відображає встановлені закономірності між параметрами змішаного потоку на виході зі свердловини та режимом роботи струминного насоса.

3. Запропоновано дистанційні способи регулювання режиму роботи свердловинної ежекційної системи шляхом зміни витрати робочого потоку, який спрямовується в свердловину наземним насосним агрегатом, та зміною геометричних розмірів деталей проточної частини струминного насоса.

Комплексне використання методів контролю та регулювання режиму роботи насосної установки дозволяє підвищити ефективність процесу нафтовилучення.

Завдання подальших досліджень полягає в експериментальній апробації та автоматизації запропонованих методів контролю та регулювання режиму роботи нафтового струминного насоса.

Література

1. Паневник А.В., Концур И.Ф., Паневник Д.А. Определение эксплуатационных параметров наддоложной эжекторной компоновки. *Нефтяное хозяйство*. 2018. № 3. С. 70-73.

2. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Науковий вісник НГУ*. 2019. №1. С. 62-68.

3. Мищенко И.Т., Миронов С.Д. Определение необходимого давления перед соплом струйного насоса при его работе в скважине. *Нефтепромысловое дело*. 1978. № 12. С. 18-21.

4. Паневник О.В. Контроль та регулювання режиму роботи свердловинних струминних насосів. Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2007. 140 с.

5. Khelifa B., Fraser K., Pug T. Subsea hydraulic jet pump optimizes well development offshore Tunisia. *World Oil*. 2015. No 11. P. 71-76.

6. Бочаров Г.В., Бахищев В.Ю., Кульпин Л.Г., Шановский Я.В. Интерпретация переходных процессов при освоении скважин эжекторными установками для оценки параметров системы пласт-скважина. *Нефтепромысловое дело*. 2002. № 8. С. 14-17.

7. Паневник О.В., Концур И.Ф., Паневник Д.О. Обгрунтування методу контролю характеристик свердловинного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2018. № 1. С. 24-26.

8. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.

References

1. Panevnik A.V., Koncur I.F., Panevnik D.A. Opredelenie ekspluatacionnyh parametrov naddolotnoj ezhektornoj komponovki. *Neftyanoe hozyajstvo*. 2018. No 3. P. 70-73. [in Russian].
2. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Naukovij visnik NGU*. 2019. No 1. P. 62-68.
3. Mishenko I.T., Mironov S.D. Opredelenie neobhodimogo davleniya pered soplom strujnogo nasosa pri ego rabote v skvazhine. *Neftepromyslovoe delo*. 1978. No 12. P. 18–21. [in Russian].
4. Panevnik O.V. Kontrol ta reguluvannya rezhimu roboti sverdlovinnih struminnih nasosiv. Ivano-Frankivsk: Nova Zorya, 2007. 140 p. [in Ukrainian].
5. Khelifa B., Fraser K., Pug T. Subsea hydraulic jet pump optimizes well development offshore Tunisia. *World Oil*. 2015. No 11. P. 71-76. [in Russian].
6. Bocharov G.V., Bahishev V.Yu., Kulpin L.G., Shanovskij Ya.V. Interpretaciya perehodnyh processov pri osvoenii skvazhin ezhektornymi ustanovkami dlya ocenki parametrov sistemy plast-skvazhina. *Neftepromyslovoe delo*. 2002. No 8. P. 14-17. [in Russian].
7. Panevnik O.V., Koncur I.F., Panevnik D.O. Obgruntuvannya metodu kontrolyu karakteristik sverdlovinnogo struminnogo nasosa. *Naftogazova galuz Ukraini*. 2018. No 1. P. 24-26. [in Ukrainian].
8. Sokolov E.Ya. Zinger N.M. Strujnye apparaty. M.: Energoatomizdat, 1989. 352 p. [in Russian].

ЗМІНА РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ МАГІСТРАЛЬНИХ НАФТОПРОВІДІВ В УМОВАХ РОЗГЕРМЕТИЗАЦІЇ

В. Т. Болонний

Державний вищий навчальний заклад «Дрогобицький коледж нафти і газу»;
82107, м. Дрогобич, вул. М. Грушевського, 57, тел. (03244) 38969,
e-mail: vtb281972@ukr.net

Наведено характеристику нафтотранспортної системи України, встановлено ризики виникнення аварійних ситуацій вітчизняних магістральних нафтопроводів. Проведено аналіз аварійності трубопроводного транспорту нафти в Україні, Росії та Америці. Розглянуто процеси виникнення і розвитку надзвичайних ситуацій техногенного характеру в Україні при експлуатації нафтопроводів. Представлено методика визначення аварійного тиску у трубопроводі залежно від кількості втраченої нафти з трубопроводу в місці його витoku, яка дає можливість визначити обсяги втраченої нафти та оцінити екологічні ризики від аварійних ситуацій трубопроводного транспорту нафти. Вона базується на рівняннях руху і нерозривності потоку рідини. Дана методика дає можливість розрахувати тиск у кожній точці трубопроводу в умовах нестационарного режиму, викликаного зміною тисків на початку і в кінці ділянки, та появою зосередженого відбору нафти. Також вона дає змогу відслідковувати зміну режимних параметрів по довжині трубопроводу в умовах розгерметизації трубопроводу. Максимальна розбіжність результатів розрахунку є характерною, коли амплітуда коливального процесу максимальна. Встановлено, що розбіжність результатів зростає зі збільшенням відстані від джерела збурення. Для коливання тиску в точці виникнення збурення ($x = L$) розбіжність результатів практично відсутня. За результатами проведених розрахунків побудовано графік зміни тиску коливного процесу в нафтопроводі, викликаного стрибком тисків на початку і в кінці ділянки та наявністю ймовірних витоків у визначеній точці траси. Лінійна частина магістральних нафтопроводів є найбільш небезпечним об'єктом, оскільки всі аварійні ситуації пов'язані з аварійними процесами різної інтенсивності у вигляді витікань нафти в навколишнє середовище і є небезпечними стосовно виникнення відмов системи. Залежно від величини витoku, його інтенсивності та глибини залягання нафтопроводу залежить процес та термін формування зони загазованості.

Ключові слова: магістральний нафтопровід, нестационарний потік, аварійна ситуація, аварійний витік нафти.

Представлена характеристика нефтетранспортной системы Украины, установлены угрозы возникновения аварийных ситуаций отечественных нефтепроводов. Проведен анализ аварийности трубопроводного транспорта нефти в Украине, России и Америке. Представлена методика определения аварийного давления в трубопроводе по количеству утерянной нефти в месте её утечки из трубопровода, которая позволяет определить объемы потерь и оценить экологические угрозы от аварийных ситуаций трубопроводного транспорта нефти. Она базируется на уравнениях движения и неразрывности потока жидкости. Данная методика дает возможность рассчитать давление в каждой точке трубопровода в условиях нестационарного режима, вызванного сменой давления в начале и в конце участка и сосредоточенным отбором нефти. Максимальное расхождение в результатах расчёта наблюдается при минимальной амплитуде колебательного процесса. Установлено, что расхождение в результатах возрастает с увеличением расстояния от источника распространения возмущений. Для колебания давления в точке возникновения возмущений ($x = L$) расхождение результатов практически отсутствует. По итогам проведенных расчетов построен график смены давления колебательного процесса в нефтепроводе, вызванной скачком давления в начале и в конце участка и наличием вероятных утечек в определенной точке трассы. Линейная часть магистральных нефтепроводов является наиболее опасным объектом, так как все аварийные ситуации связаны с аварийными процессами разной интенсивности в виде вытока нефти в окружающую среду, и опасными в виду отказов системы. В зависимости от объемов и интенсивности вытока нефти, а также глубины залегания нефтепровода зависит процесс и срок формирования зоны загазованности.

Ключевые слова: магистральный нефтепровод, нестационарный поток, аварийная ситуация, аварийная утечка газа.

The characteristics of Ukrainian oil transportation system are presented; the emergency risks of Ukrainian oil pipelines are established. The analysis of the accident rate of oil pipeline transportation in Ukraine, Russia and the USA was carried out. The processes of initiation and progression of man-made emergencies in Ukraine during the oil pipelines operation are considered. The article presents the technique of specifying the incidental pressure in a pipeline, depending on the amount of oil loss at the site of oil leaks. It gives an opportunity to calculate the amount of oil loss and to evaluate the environmental hazards caused by oil pipeline transportation emergencies. It is based on the equations of motion and continuity of fluid flow. This technique makes it possible to calculate the pressure at each point of a pipeline in transient mode caused by changes in pressure at the beginning and at the end of the section and the emergence of concentrated oil offtake. It also gives an opportunity to monitor the change in mode parameters along the pipeline under conditions of pipeline depressurization. Maximum discrepancy in calculation results becomes typical when the range of fluctuations is maximal. It has been established that discrepancy increases when the distance from the source of perturbation becomes bigger. The discrepancy in calculation results is practically non-existent for the pressure fluctuations at the point of perturbation start ($x = L$). Based on the results of calculations, the author constructs a graph of pressure change of the oscillatory process in the oil pipeline caused by the jump in the pressure at the beginning and at the end of the section, and the presence of probable leaks at the certain point of the pipeline route. The line section of the main oil pipelines is the most dangerous part since all emergencies are associated with emergency processes of different intensity in the form of outflow of oil into the environment, and are dangerous because of system breakdowns can take place. Both the process of the generation of the oil pollution zone and its time period depend on the amount of oil leakage, its intensity and depth of the oil pipeline.

Key words: main oil pipeline, transient flow, emergency, emergency oil leak.

Вступ

Трубопровідний транспорт нафти і газу, порівняно з іншими видами транспорту характеризується низкою цінних переваг, зокрема: низкою собівартістю транспортування, невеликими питомими капітальними затратами на одиницю транспортної роботи і швидкою окупністю затрат, безперебійним постачанням, що практично не залежить від кліматичних умов, незначними втратами енергоносіїв при транспортуванні тощо. Все це зумовило широке застосування трубопровідного транспорту як у нашій країні, так і за кордоном [1].

Нафтотранспортна система України перебуває в експлуатації ПАТ “Укртранснафта” і складається з 19 нафтопроводів діаметром до 1220 мм включно протяжністю 4761,1 км в одну нитку, 28 нафтоперекачувальних станцій (НПС), 11 резервуарних парків з 80 резервуарами загальною ємністю 1010 тис. метрів кубічних, систем електропостачання, захисту від корозії, телемеханіки, технологічного зв'язку, та протипожежних споруд. Роботу НПС забезпечують 176 насосних агрегатів, загальною потужністю електродвигунів 356,9 тис. кВт.

Річна пропускна здатність системи для транзиту нафти з території РФ становить: на вході – 114 млн. тонн, на виході – 56,3 млн. тонн. За необхідності система нафтопроводів спроможна в повному обсязі забезпечити потреби нафтопереробних підприємств, виходячи з їх максимальної проектною потужності понад 50 млн. тонн на рік.

Термін експлуатації нафтопроводів складає від 20 до 44 років, і 90% із них відпрацювали свій амортизаційний період. За час експлуатації

значна частина магістральних нафтогазопроводів і технологічного обладнання вичерпала свій ресурс, неодноразово підлягала поточному та капітальному ремонту і морально застаріла. Їх подальша безпечна та надійна експлуатація можлива лише за періодичного проведення комплексу робіт з обстеження технічного стану, встановлення працездатності, залишкового ресурсу безпечної експлуатації, аналізу економічної ефективності з подальшою модернізацією системи.

Обладнання нафтотранспортної системи хоч утримується в надійному стані, є морально застарілим і потребує додаткових експлуатаційних витрат. Забезпечення надійності функціонування нафтотранспортної системи на найближчу перспективу потребуватиме фінансових витрат на суму близько 4 млрд. грн., з них для реалізації першочергових заходів – 2,3 млрд. грн.

Географічне розташування України дозволяє задіяти різноманітні джерела постачання нафти незалежними шляхами з Азербайджану, Казахстану, Туркменістану, країн Близького та Середнього Сходу та інших, суттєво посиливши при цьому роль держави-транзитера між нафтодобувними регіонами країн каспійського регіону та важливими ринками збуту в Європі.

Однак, реальна картина завантаженості нафтотранспортної системи України отримала неочікувано інший розвиток. На теперішній час із 16 нафтопроводів та експлуатаційних ділянок 10 знаходяться в режимі транспортування, 5 тимчасово звільнені від нафти і знаходяться у режимі утримання в безпечному стані, 1 звіль-



Рисунок 1 – Характеристика нафтотранспортної системи України

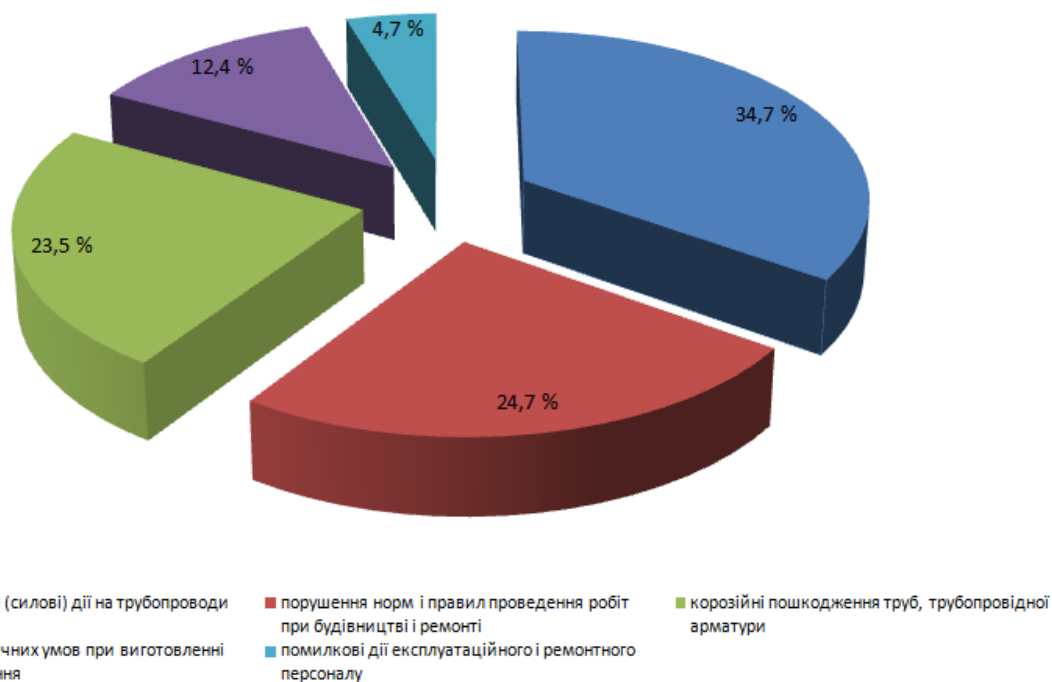


Рисунок 2 – Діаграма причин розгерметизації нафтопроводів України

нена від нафти і знаходиться на тимчасово окупованій території.

Аналіз аварійності лінійної частини магістральних нафтопроводів можна виділити п'ять основних причин їх розгерметизації (рис. 2):

– зовнішні фізичні (силові) дії на трубопроводи, включаючи кримінальні врізання, що призвели до витоків – 34,7 %;

– порушення норм і правил проведення робіт при будівництві та ремонті, відхилення від проектних рішень – 24,7 %;



Рисунок 3 – Аварійний розлив нафти на нафтопроводі АТ «Коминейфть» (Республіка Комі, Росія)

- корозійне пошкодження труб, запірної і регулюючої арматури – 23,5 %;
- порушення технічних умов при виготовленні труб і устаткування – 12,4%;
- помилкові дії експлуатаційного і ремонтного персоналу – 4,7%.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Розгерметизація магістральних газопроводів є наслідком появи і розвитку дефектів, спричинених впливом різних чинників (у тому числі і геодинамічного). Це призводить до виникнення аварійних ситуацій з витокami природного газу (рис. 2), згубні наслідки, яких вимагають прогнозування і попередження розгерметизації.

Авторами проведено ретельний науковий аналіз стосовно виникнення аварійних процесів на трубопроводному транспорті в світі, в тому числі України та Росії.

Так, описаний у [2] інцидент стався у штаті Монтана. На річці Єллоустон утворився 40-кілометровий нафтовий шлейф внаслідок розгерметизації прокладеного по дну річки трубопроводу, який належить одній з найбільших нафтових компаній у світі. За попередніми оцінками, у воду потрапило близько тисячі барелів нафти.

Велика екологічна катастрофа, пов'язана з аварією на нафтопроводі АТ «Коминейфть», сталася в серпні 1994 р. в Усинському районі Республіки Комі, Росія (рис. 3). В результаті появи на трубопроводі свищів, стався масовий витік нафти. За різними даними, втрата склала від 102 тис. до 576 тис. барелів сирової нафти. Точних даних про площі забрудненої поверхні

немає, але цифри коливаються від 69 до 115 га. Введений в експлуатацію в 1975 році, нафтопровід працював без будь-якого ремонту майже 15 років. В результаті проведених досліджень з'ясувалося, що без захисту від корозії трубопровід міг зруйнуватися ще до 1990 року. Відповідні заходи дійсно були прийняті, але виявилися недостатньо ефективними: ще до аварії в 1994 році на цьому трубопроводі було зафіксовано 32 аварійних випадки. Ця катастрофа виявилася найбільшою за останні 20 років не тільки на території Комі, але і в масштабах всієї країни. Від розливу АТ «Коминейфть» понесло грандіозні збитки. За забруднення навколишнього середовища компанії довелося виплатити Міністерству природи Республіки Комі 62,2 млрд. рублів і більше 311 млрд. рублів Департаменту охорони навколишнього середовища і природних ресурсів Республіки Комі за забруднення водного середовища регіону. Крім цього, АТ «Коминейфть» заборгувало 124 млн. доларів міжнародним фінансовим структурам, що надали кредит на усунення наслідків аварії [3].

Аварія на підводному трубопроводі компанії ExxonMobil в 1998р. стала найбільшою аварією в історії Нігерії. Компанія Mobil почала видобуток нафти в нігерійському штаті Аква-Ібом близько 30 років тому. Нафтопроводами, які з'єднують 14 бурових платформ на прибережному шельфі, нафта транспортується до нафтового терміналу в Ква-Бо. Через те, що трубопроводи були сильно кородовані, там і раніше траплялися прориви і розливи нафти. Ситуацію посилив і той факт, що нафтопроводи пролягають територією вкрай бідних поселень, і місцеві жителі часто роблять врізання в трубопроводи. Крадіжка нафтопродуктів в Нігерії



Рисунок 4 – Берег бухти Гуанабара (Ріо-де-Жанейро) після розливу нафти



Рисунок 5 – Розлив нафти на місці аварії нафтопроводу Східний Сибір – Тихий океан (Росія)

процвітає: внаслідок таких випадків за останні декілька років загинуло сотні людей.

В результаті даної аварії в Атлантичний океан потрапило 14 тисяч тонн нафти. Вода покрилася чорною нафтовою плівкою на 200 км уздовж берегів штату Аква-Ібом. Шкоди було завдано морській фауні цього регіону, забруднені десятки квадратних кілометрів сільськогосподарських земель. З метою ліквідації катастрофи ExxonMobil довелося залучити літаки, гелікоптери, кораблі і фахівців з Великобританії і США.

21 січня 2000р. в бухті Гуанабара на березі Ріо-де-Жанейро був зруйнований трубопровід бразильської державної нафтової компанії Petrobras (рисунок 4).

У воду вилилося близько 8177 барелів нафти. Екологічна катастрофа настільки велика, що фахівці прирівняли її масштаби до наслідків війни в Перській затоці (тоді в ході військових

дій іракські війська скинули у води затоки 8 млн барелів нафти). Міністр екології Андре Корреа зазначив, що це найбільша для країни екологічна катастрофа за останні 25 років.

Причиною катастрофи став розрив прокладеного по дну моря нафтопроводу. За однією з версій, аварія трапилася на ділянці підводного переходу з розмитим дном, що призвело до деформації труби.

Це вже другий розлив нафти, допущений однією і тією ж компанією в одному і тому ж місці. У 1997 році Petrobras вилив в бухту близько 12 тис. барелів нафтопродуктів.

Нафтопровід Східний Сибір – Тихий океан (Росія) був введений в експлуатацію в грудні 2009 року, а вже через два місяці на ділянці, що проходить в 30 км від м. Ленська, стався перший витік нафти (рисунок 5).

На території Ленського району було оголошено надзвичайний стан. А незабаром після



Рисунок 6 – Розгерметизація нафтопроводу Східний Сибір – Тихий океан в Приамурському краї, Росія



Рисунок 7 – Аварія на нафтопроводі Ашкелон – Ейлат, Пустеля Арава, Ізраїль

ліквідації наслідків даної аварії, в лютому того ж року, стався прорив нафтопроводу в Приамурському краї (рисунок 6).

У ході розслідування у цій справі виявилось, що причиною аварії стало порушення правил ведення робіт: ковшем екскаватора був пошкоджений трубопровід, що призвело до його розгерметизації і розливу нафти.

Одна з найбільших аварій 2014 року сталася 5 грудня на нафтопроводі Ашкелон – Ейлат на півдні Ізраїлю. З розірваної труби в пустелю Арава вилилося 21,9 тис. барелів нафти (рисунок 7). Екологи відзначили, що це найбільша аварія за всю історію Ізраїлю.

Розслідування показало, що витік нафти став наслідком необережності при проведенні ремонтних робіт, під час яких і був пошкоджений трубопровід. Економічний збиток держави через прорив нафтопроводу склав 7,6 млн. доларів США.

В результаті аварії сильно постраждали природоохоронні зони, що знаходились в області забруднення. Крім того, через отруєння парами нафти було госпіталізовано більше 80 осіб, що опинилися на місці події [4].

8 серпня 2000 р. сталася пожежа на ділянці нафтопроводу Лисичанськ-Кременчук біля смт. Вовчяровка Попаснянського району Луганської обл. У результаті пожежі, що сталася вранці 8 серпня, загинула одна особа і постраждали троє. За інформацією МНС, причиною пожежі стало пошкодження нафтопроводу бульдозером при виконанні планових ремонтних робіт.

22 липня 2006р. поблизу с. Олексіївка Близнюківського району Харківської області на ділянці нафтопроводу Лисичанськ – Кременчук "ВАТ Укртранснафта" діаметром 1020 мм внаслідок несанкціонованого врзання сталося витікання сирої нафти (близько 200 м³) у межах охоронної зони.



Рисунок 8 – Несанкціоноване врізання в нафтопровід «Дружба» в Закарпатській області



Рисунок 9 – Несанкціоноване врізання в нафтопровід «Дружба» у Львівській області

28 квітня 2014р. біля с. Рай-Олександрівка Слов'янського району Донецької обл. в підземному магістральному нафтопроводі "Лисичанськ-Кременчук" було виявлено місце несанкціонованого врізання, з якого стався витік нафти в межах охоронної зони нафтопроводу. З трубопроводу витекла нафта, внаслідок чого забруднено близько 100 м² території.

19 липня 2012 року між селами Руське та Чопівці Мукачівського району Закарпатської області стався аварійний витік нафти внаслідок

несанкціонованого відбору нафти з нафтопроводу "Дружба" (рисунок 8).

Спеціалістами ПАТ "Укртранснафта" були проведені роботи із збору залишків забруднення з поверхні каналу Полуй.

17 квітня, о 14:45 біля селища Олесько-Буського району Львівської області у підземному магістральному нафтопроводі «Дружба» виявлено місце несанкціонованого врізання, з якого стався витік нафти в межах охоронної зони нафтопроводу (рисунок 9). О 15:00 перекачування нафти призупинили. О 17:20 бригади

Львівської філії ВАТ «Укртранснафта» ліквідували витік нафти. Після зварювальних робіт о 20:45 відновлено транспортування нафти. Проведено роботи зі збору та рекультивациі забрудненого ґрунту в місці розливу нафти. Загрози навколишньому середовищу, водоймам та водозаборам немає.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Проблематиці аварійності нафтопроводів присвячена значна кількість наукових праць. Це надзвичайно актуальне завдання пов'язане зі старінням матеріалу нафтопроводу, високою імовірністю корозійних процесів, значними труднощами проведення ремонтних робіт.

Авторами [5] розроблено математичну модель, яка дозволяє визначити швидкість витoku транспортованого продукту в ґрунт, який оточує нафтопровід. В наукових працях [6] досліджено вплив точки підключення відводу на витрату рідини у відводі та на ділянках основної магістралі. Питанням створення природних та техногенних небезпек, що мають місце при експлуатації магістральних нафтопроводів, і створенню дерева проблем системи експлуатації магістральних нафтопроводів присвячено наукові методології у [7].

Формулювання цілей статті

Лінійна частина магістральних нафтопроводів призначена для надійного і безпечного постачання вуглеводневих енергоресурсів з місць видобування до кінцевих споживачів переробки нафти. Для цього магістральний нафтопровід включає комплекс лінійних та наземних споруд, які відрізняються за конструкцією, технологічними функціями і за методами будівництва. Однак, попри забезпечення високих вимог до спорудження нафтопроводів, підвищення якості системи контролю та системи захисту від корозії, врахування різких змін режимів роботи, зниження обсягів транспортування та інших об'єктивних факторів безаварійна робота лінійної частини магістральних нафтопроводів практично неможлива.

Розгерметизація нафтопроводу визначається низкою параметрів гідродинамічного характеру. Основним параметром пошкодження трубопроводу є падіння тиску в ньому і перевантаження двигунів відцентрових насосних агрегатів внаслідок порушення рівнянь енергетичного і матеріального балансів. В даній статті автором розроблено методику оцінки аварійних втрат нафти в магістральних нафтопроводах, що дасть змогу визначити обсяги витоків нафти

і встановити екологічні збитки від виникнення подібних аварійних ситуацій.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

З етичних міркувань виробничого характеру розглянемо роботу трубопроводу довжиною 80 км і діаметром 529x10 мм із зосередженим виотком, розміщеним на відстані 30 км від початку з масовою витратою, яка становить 3% від початкової стаціонарної витрати, а в кінці нафтопроводу витрата стрибкоподібно зменшується на 60 %.

Аналітична модель нестационарного процесу базується на рівняннях руху та нерозривності, які мають вигляд [8]:

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2a}{F}m + \frac{1}{F} \frac{\partial m}{\partial t}; \quad (1)$$

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{F} \frac{\partial m}{\partial x} - \frac{M_i}{F} \delta(x - x_i) = 0,$$

де $P(x, t)$, $m(x, t)$ – тиск і масова витрата як функції лінійної координати і часу;

ρ – густина нафти;

w – швидкість нафти в трубах поперечним перерізом F ;

c – швидкість звуку в нафті;

$\delta(x - x_i)$ – функція джерела Дірака.

Система (1) зводиться до рівняння

$$\frac{\partial^2 m}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 m}{\partial t^2} + \frac{1}{\alpha} \frac{\partial m}{\partial t} + M_i \delta^*(x - x_i) = 0, \quad (2)$$

де

$$\alpha = \frac{c^2}{2a}; \quad \delta^*(x - x_i) = \frac{d}{dx} [\delta(x - x_i)].$$

Для визначення тиску як функції лінійної координати і часу використаємо перше рівняння системи (1). Після нескладних перетворень отримаємо

$$P(x, t) = P_0 + \frac{2L}{F\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{1}{n^2} m_0 A_n \left(1 + \frac{C_n}{A_n}\right) \times \right. \\ \left. \times [(a-1) \cos \lambda_n t - \lambda_n \sin \lambda_n t] e^{-at} \cos \frac{\pi n x}{L} \right\}. \quad (3)$$

На основі (3) проведено розрахунки нестационарного процесу в нафтопроводі з зосередженим виотком і результати розрахунків, що подані на рисунку 10 у вигляді графіків, виражають залежності початкового, кінцевого тисків та тиску в точці відбору в часі. Їх аналіз свідчить, що хвиля збурення тиску, яка розповсюджується вздовж траси з швидкістю звуку, характеризується суттєвим підвищенням тиску протягом початкових 10 – 15 с залежно від лінійної координати. Подальший процес коли-

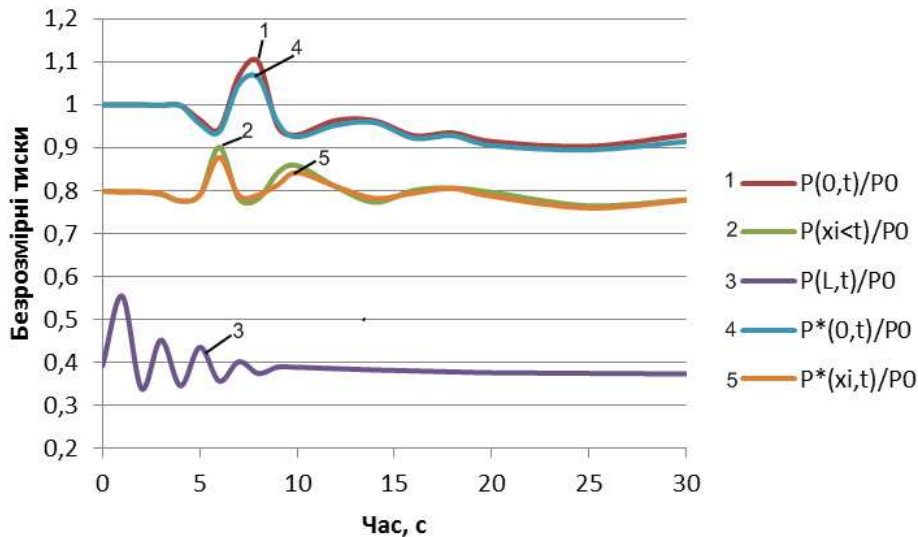


Рисунок 10 – Характерні коливання тиску

вання тиску, який триває ще до 30 с, не матиме небезпечних наслідків, з точки зору порушення міцності трубопроводу від підвищення тиску. Тому, з практичної точки зору, коливальний процес в нафтопроводі викликає інтерес протягом початкових 10 – 15 с.

З метою оцінки впливу зміни витрати відбору в часі на характер коливання тиску в нафтопроводі, викликаний зміною витрати нафти, використано ітераційну процедуру.

Як відомо, зміна витрати витоку рідини крізь отвір в тонкій стінці в залежності від внутрішнього тиску може бути представлена математичним виразом

$$m(x_i, t) = \mu \omega \rho \sqrt{2gH} = \mu \omega \rho \sqrt{2g \frac{P(x_i, t) - P_{306}}{g\rho}} = \mu \omega \sqrt{2\rho(P(x_i, t) - P_{306})}, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

ω – площа отвору;

ρ – густина рідини;

H – надлишковий напір в нафтопроводі;

P_{306} – тиск опору зовнішнього середовища.

Якщо зосереджений відбір є відводом від магістралі довжиною l і внутрішнім діаметром d з коефіцієнтом гідравлічного опору λ і кінцевим тиском P_K , то масова витрата може бути знайдена за рівнянням Дарсі

$$P(x_i, t) - P_{306} = \frac{8\lambda l m^2(x_i, t)}{\pi^2 d^5 \rho}. \quad (5)$$

Рівняння (4) і (5) дають зв'язок між тиском в нафтопроводі в точці відбору $P(x_i, t)$, визначеним на основі і масовою витратою витоку $m(x_i, t)$, однак використати його при створенні

математичної моделі процесу неможливо. Тому розв'язки запропонованої методики представлені у вигляді графічної інтерпретації (рисунок 11).

Максимальна розбіжність між результатами розрахунку не перевищує 3,3% і є характерною, коли амплітуда коливального процесу максимальна. Крім того, встановлено, що розбіжність між результатами зростає зі збільшенням відстані від джерела збурення. Для коливання тиску в точці виникнення збурення ($x = L$) розбіжність результатів практично відсутня.

Висновки

Таким чином, результати досліджень дозволяють прогнозувати характер нестационарного процесу коливання тиску в нафтопровідній системі, викликаного миттєвою зміною відбору перекачуваного з магістралі продукту, встановити амплітудно-частотні характеристики процесу та оцінити точність прогнозу. Отримані результати можуть бути використані в практиці експлуатації нафтопроводів та складних нафтопровідних систем, які працюють в умовах неповного завантаження, що пов'язано з частою зміною продуктивності, для запобігання виникненню аварійних ситуацій

Література

1. Якимів Й.В., Бортняк О.М. Проектування та експлуатація нафтопроводів. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. 171 с.
2. Аварія на нафтопроводі у США. URL: <https://www.5.ua/svit/avariia-na-naftoprovodi-ussha-21493.html>

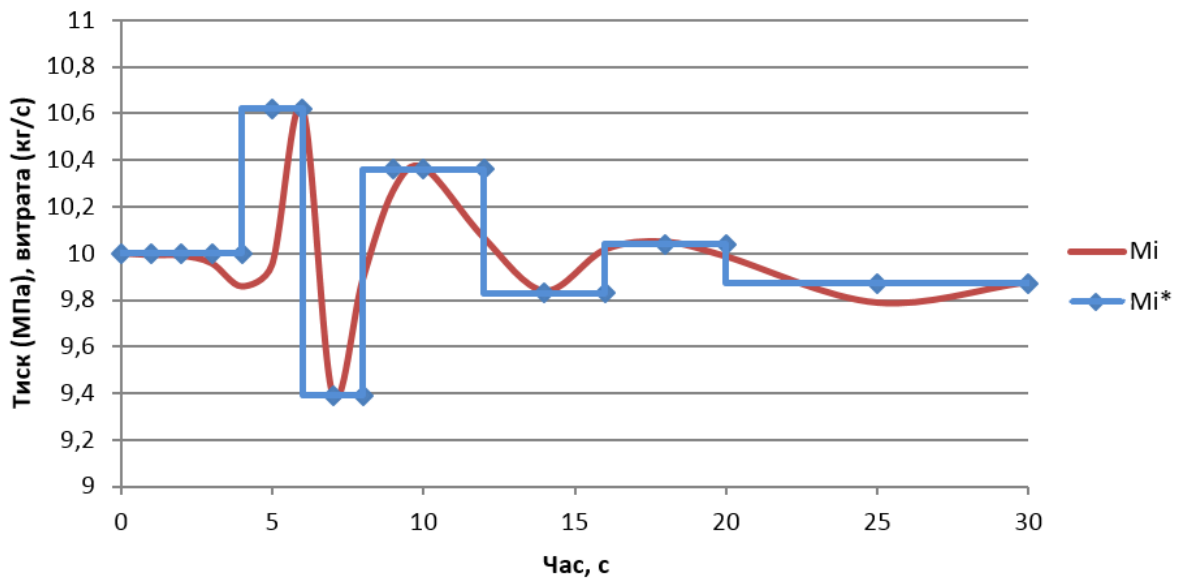


Рисунок 11 – Динаміка зміни витрати витоків і її кусково-лінійна апроксимація

3. Нафтопровід станом на сьогодні. URL: https://zaxid.net/naftoprovid_tag45005

4. В Ізраїлі сталася одна з найстрашніших екологічних катастроф. URL: <https://www.unian.ua/world/1017944-v-izrajili-vibuhnuv-naftoprovid-vililosya-kilka-milyoniv-litriv-nafti-desyatki-postrajdalih-foto.html>

5. Олійник А.П., Мороз А.А. Математичне моделювання течії в трубопроводі з витоків у зовнішнє середовище. *Прикарпатський вісник НТШ*. 2015. № 1(29). С. 140-144.

6. Якимів Й.В. Вплив точки підключення відводу на гідралічний режим розгалуженого нафтопроводу. *Прикарпатський вісник НТШ*. 2015. № 1(29). С. 289-297.

7. Хрутьба В.О., Вайганг Г.О., Стегній О.М. Аналіз екологічних небезпек під час експлуатації та ремонту магістральних трубопроводів. *Екологічна безпека*. 2017. № 2(24). С. 75-82.

8. Технічна діагностика трубопровідних систем / В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Костів та ін. Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2012. 512 с.

4. One of the worst environmental disasters has occurred in Israel [in Ukrainian].: <https://www.unian.ua/world/1017944-v-izrajili-vibuhnuv-naftoprovid-vililosya-kilka-milyoniv-litriv-nafti-desyatki-postrajdalih-foto.html>

5. Oliinyk A.P., Moroz A.A. Mathematical modeling of flow in a pipeline with leakage into the external environment. *Precarpathian Bulletin of the SHSS*. 2015. No 1(29). P. 140-144. [in Ukrainian].

6. Yakymiv Y.V. Influence of the point of outlet connection upon the hydraulic mode of branched oil pipeline/ *Precarpathian Bulletin of the SHSS*. 2015. No 1(29). P. 289-297. [in Ukrainian].

7. Khrutba V.O., Vaigang G.O., Stegnii O.M. Analysis of ecological hazards during the operation and repair of main pipelines. *Ecological safety*. 2017. No 2(24). P. 75-82. [in Ukrainian].

8. Technical diagnostics of pipeline systems / V.Y. Grudz, Y.V. Grudz, V.V. Kostiv and others. Ivano-Frankivsk: Lileya-NV, 2012. 512 p. [in Ukrainian].

References

1. Yakymiv Y.V., Bortniak O.M. Design and operation of oil pipelines. Ivano-Frankivsk: IFTUOG, 2015. 171 p. [in Ukrainian].

2. Oil pipeline accident in the USA [in Ukrainian].: <https://www.5.ua/svit/avariia-na-naftoprovidi-u-ssha-21493.html>

3. Oil pipeline by now [in Ukrainian].: https://zaxid.net/naftoprovid_tag45005

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9973-2020-1(74)-36-44

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

Є. І. Крижанівський, Д. О. Паневник*

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

Наведено послідовність виведення рівнянь характеристики гідравлічної системи струминних насосів, які реалізують всмоктувальне та нагнітально-всмоктувальне промивання вибою при бурінні експлуатаційних свердловин. Проаналізовано характер розподілу потоків у свердловинних ежекційних системах всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типів із врахуванням особливостей розрахунку розгалужених гідравлічних систем. В процесі дослідження руху потоків у привибійних контурах циркуляції враховано рівняння балансу витрат у вузлових точках та гідравлічних втрат в паралельних ланках системи. Розроблені математичні моделі ґрунтуються на дослідженні зміни гідродинамічних тисків у характерних перерізах струминного насоса. Співвідношення тисків змішаного, інжектowanego та робочого потоків представлено у вигляді безрозмірного відносного напору ежекційної системи, залежність якого від відносної витрати визначає характеристику гідравлічної системи струминного насоса. Відносну витрату або коефіцієнт інжекції струминного насоса визначено у вигляді співвідношення витрат інжектowanego та робочого потоків. В процесі аналізу розроблених математичних моделей визначено співвідношення конструкторських та режимних параметрів струминного насоса, які забезпечують його експлуатації в області максимальних значень ККД. На основі дослідження впливу співвідношення діаметрів насадок струминного насоса і промивальної системи додано встановлено оптимальні, з точки зору забезпечення енергетичних показників, значення даних параметрів. Наведений приклад графічного визначення робочої точки насосної установки на основі спільного розв'язку рівнянь характеристики струминного насоса та гідравлічної системи, в якій він працює. Удосконалені методики дозволяють прогнозувати режимні параметри ежекційних систем та визначати розміри проточної частини струминного насоса, які забезпечують максимальні енергетичні показники його робочого процесу.

Ключові слова: всмоктувальна ежекційна система, нагнітально-всмоктувальна ежекційна система, струминний насос, буріння свердловин, гідравлічна характеристика.

Приведена последовательность вывода уравнений характеристики гидравлической системы струйных насосов, которые реализуют всасывающую и нагнетательно-всасывающую промывку забоя при бурении эксплуатационных скважин. Проанализирован характер распределения потоков в скважинных эжекторных системах всасывающего и нагнетательно-всасывающего типов с учетом особенностей расчета разветвленных гидравлических систем. В процессе исследования движения потоков в призабойных контурах циркуляции учтено уравнение баланса расходов в узловых точках и гидравлических потерь в параллельных звеньях системы. Разработанные математические модели базируются на исследовании изменения гидродинамических давлений в характерных сечениях струйного насоса. Соотношение давлений смешанного, инжектированного и рабочего потоков представлены в виде безразмерного относительного напора эжекторной системы, зависимость которого от относительного расхода определяет характеристику гидравлической системы струйного насоса. Относительный расход или коэффициент инжекции струйного насоса

определены в виде соотношения расходов инжектированного и рабочего потоков. В процессе анализа разработанных математических моделей определено соотношение конструкторских и режимных параметров струйного насоса, которые обеспечивают его эксплуатацию в области максимальных значений КПД. На основе исследования влияния соотношения диаметров насадок струйного насоса и промывочной системы долота установлены оптимальные, с точки зрения обеспечения энергетических показателей, значения данных параметров. Приведен пример графического определения рабочей точки насосной установки на основе совместного решения уравнений характеристики струйного насоса и гидравлической системы, в которой он работает. Усовершенствованные методики позволяют прогнозировать режимные параметры эжекционных систем и определять размеры проточной части струйного насоса, обеспечивающие максимальные энергетические показатели его рабочего процесса.

Ключевые слова: всасывающая эжекционная система, нагнетательно-всасывающая эжекционная система, струйный насос, бурение скважин, гидравлическая характеристика.

The article presents the sequence of deriving the equations which characterize the hydraulic system of jet pumps that carry out suction and injection-suction bottom flushing while drilling the production wells. The nature of flow distribution in the borehole ejection systems of the suction and injection-suction types is analyzed. The analysis is carried out taking into consideration the peculiarities of the calculation of branched hydraulic systems. While studying the movement of the flows in the bottom circulation circuits, the authors take into account the equation of the balance of the flow-rate at nodal points and hydraulic losses in parallel parts of the system. The developed mathematical models are based on the study of the changes in hydrodynamic pressures which occur in characteristic sections of a jet pump. The pressure ratio of mixed, injected and operating flows is presented as non-dimensional relative pressure of the ejection system. The dependence of non-dimensional relative pressure on the relative flow rate determines the characteristic of the hydraulic system of a jet pump. The relative flow rate or injection ratio of a jet pump is defined as the ratio of flow rate to injected and work flow. While analyzing the developed mathematical models, the authors specify the relation between the design and operating parameters of a jet pump. These parameters ensure its operation with maximum efficiency. Based on the study of the influence of the correlation between the diameters of the jet pump nozzles and the flushing system of the bit, the authors specify parameters which are optimal in terms of energy performance. The article provides the example of graphical determination of the operating point of a pumping unit. This determination is based on a simultaneous solution of the equations of the characteristics of the jet pump and the hydraulic system in which it operates. The improved techniques allow to predict the mode parameters of ejection systems and to determine the size of flowing part of the jet pump. They provide maximum energy performance of its workflow.

Keywords: suction ejection system, injection-suction ejection system, jet pump, well drilling, hydraulic characteristics.

Вступ

В процесі розвитку ежекційних технологій в сімдесятих роках двадцятого сторіччя були розроблені свердловинні струминні насоси з додатковим замкненим привибійним контуром циркуляції, призначені для експлуатаційного буріння свердловин. Наддолотні ежекційні системи за рахунок інтенсифікації процесу промивання привибійної зони дозволяють суттєво підвищити механічну швидкість буріння та збільшити проходження долота. Суттєвою перевагою використання наддолотних ежекційних систем, однак, є не зростання техніко-економічних показників спорудження свердловин, а зменшення тиску на продуктивний горизонт під час його первинного розкриття. При цьому зберігається природна проникність нафтогазоносного пласта та покращуються умови подальшої експлуатації родовищ вуглеводнів. Наддолотні ежекційні системи знайшли використання також для зменшення інтенсивності поглинання промивального розчину при бурінні в умовах аномально низьких пластових тисків. Враховуючи, що в даній схемі включення

струминного насоса приєднаний потік циркулює виключно у привибійній зоні свердловини, відпадає потреба у використанні потужного силового привода призначеного для підймання інжектваного потоку на поверхню та подолання пов'язаних з його рухом гідравлічних втрат. Використання ежекційних систем з додатковим контуром циркуляції дозволяє суттєво зменшити необхідну потужність силового привода, однак ускладнюється процес контролю за режимом роботи свердловинних струминних насосів. В цих умовах зростає актуальність розробки математичних моделей робочого процесу свердловинного струминного насоса, які дозволяють підвищити ефективність прогнозування режиму його роботи.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій

Найбільш поширеними конструкціями свердловинних струминних насосів на сьогоднішній день є ежекційні системи, які реалізують всмоктувальне [1, 2] та нагнітально-всмоктувальне [3, 4] промивання вибою. Наддолотні ежекційні системи всмоктувального типу реалі-

зують місцеве зворотнє промивання вибою і, зазвичай, використовуються в комплекті з буровими коронками та долотами з центральним промивальним отвором. Зворотнє місцеве промивання вибою може використовуватись також в ежекційних пристроях, призначених для ліквідації прихоплень бурильної колони та ліквідації аварій, пов'язаних із залишенням сторонніх об'єктів на вибої свердловини. Застосування наддолотних ежекційних систем даної конструкції дозволяє підвищити механічну швидкість буріння до 40 % та збільшити проходження долота до 45 % [5]. Нагнітально-всмоктувальні наддолотні ежекційні системи можуть застосовуватись для попередження сальнікоутворення в процесі буріння, покращення колекторських властивостей пластів та попередження поглинання промивального розчину [6]. Використання нагнітально-всмоктувальних наддолотних струминних насосів створює комбіноване промивання вибою і дає змогу підвищити механічну швидкість проходження свердловини до 70 % при застосуванні турбобура, до 120 % – при застосуванні гвинтових двигунів та до 300 % [7] - при роторному бурінні. Пристрої даної конструкції застосовують в комплекті з шоршкковими долотами та можуть містити вібратори для створення динамічних зусиль на гірську породу.

Відома також конструкція наддолотного струминного насоса нагнітального типу, який створює пряме місцеве промивання вибою [8] з витратою, що перевищує продуктивність бурового насоса і застосовується для стабілізації моменту на долоті, зниження його вібрації та управління зенітними кутами при похилоорієнтованому бурінні. Нагнітальний наддолотний струминний насос дозволяє підвищити механічну швидкість буріння до 18,7 % та проходження долота до 50,8 % [8].

Виділення частини невирішеної проблеми

Сучасні математичні моделі робочого процесу всмоктувальних ежекційних систем для пошукового [9] та експлуатаційного [5] буріння не враховують гідравлічні втрати в промивальній системі долота. Розрахунковий алгоритм Французького інституту нафти [10] передбачає використання отриманих в лабораторних умовах експериментальних гідравлічних характеристик всмоктувальної ежекційної системи, що суттєво звужує границі застосування методики визначення режиму роботи струминного насоса. Рівняння гідравлічної характеристики нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи [11] також не містить складової, що визначає гідра-

влічний опір промивальної системи долота. Згадані недоліки відомих математичних моделей свердловинних ежекційних систем є причиною значної розбіжності теоретичних та експериментальних характеристик струминних насосів.

Мета досліджень

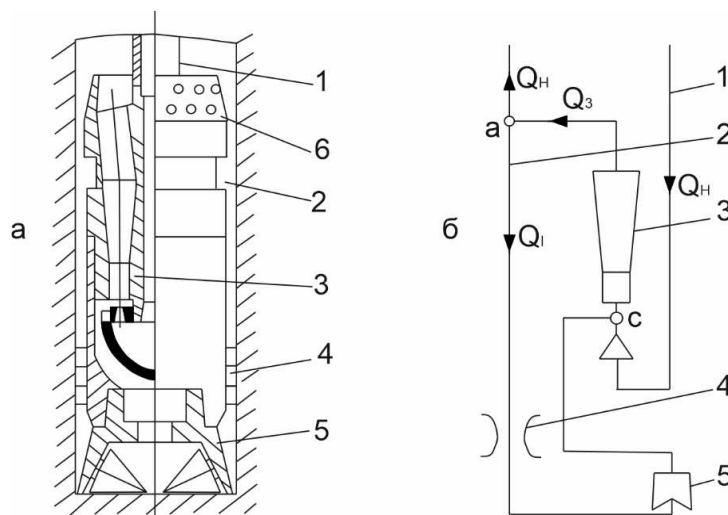
Мета досліджень полягає в розроблянні математичних моделей робочого процесу наддолотної ежекційної системи всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типів із врахуванням гідравлічного опору елементів привибійного контуру циркуляції та визначення співвідношень конструкторських і режимних параметрів струминного насоса, які забезпечують максимальні енергетичні показники його використання.

Висвітлення основного матеріалу

Пристрій, що реалізує всмоктувальне промивання вибою наведено на рисунку 1. Типовими представниками ежекційних систем даного типу є пристрій УБС (ВО „Оренбургнафта”) [5], декомпресійний бурильний інструмент (Французький інститут нафти) [10], а також численні конструкції різних виробників, призначені для буріння з відбором керна [9].

Відповідно до гідравлічної схеми (рис. 1 б) буровий розчин з витратою Q_n по бурильній колоні 1 надходить на робочу насадку струминного насоса 3; в приймальній камері (точка „С”) з'єднується з інжектіваним потоком з витратою Q_i , а далі змішаний потік з витратою Q_z надходить в канал затрубного простору 2. В точці „а” відбувається поділ потоку: частина потоку з витратою Q_n прямує до устя свердловини, а частина з витратою Q_i формує інжектіваний потік, який через кільцеву щілину, утворену стінками свердловини та елементами калібратора 4 проходить промивальну систему долота 5 і в приймальній камері струминного насоса (точка „С”) з'єднується з робочим потоком Q_n . За рахунок гідравлічних втрат, які створюються в кільцевому каналі, утвореному елементами калібратора, на вибої свердловини створюється зона низького тиску, яка сприяє більш ефективному руйнуванню гірської породи.

З метою визначення оптимального діаметра робочої насадки струминного насоса виведемо рівняння його гідравлічної системи. Визначаємо значення тисків в характерних перерізах ежекційної системи: тиск робочого потоку P_p на вході в робочу насадку струмин-



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – гідравлічний канал затрубного простору; 3 – струминний насос; 4 – калібратор; 5 – долото; 6 – сепаратор

Рисунок 1 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема (б) ежекційної системи, що реалізує всмоктувальне промивання вибою свердловини

ного насоса (рис. 1 б); тиск змішаного потоку P_3 на виході дифузора струминного насоса (точка „а”) та тиск інжектваного потоку P_i (точка „С”).

$$P_p = K_p Q_H^2 + P_3 = K_p Q_H^2 + K_3 Q_H^2 + \rho g H_n; \quad (1)$$

$$P_3 = K_3 Q_H^2 + \rho g H_n; \quad (2)$$

$$P_i = P_3 - K_i Q_i^2 = K_3 Q_H^2 + \rho g H_n - (K_\partial + K_\kappa) Q_i^2, \quad (3)$$

де K_i – узагальнений опір інжектваного потоку;

K_p – узагальнений опір робочої насадки;

K_3 – узагальнений опір каналу затрубного простору;

ρ – густина промивальної рідини;

H_n – глибина свердловини;

K_∂ – узагальнений опір промивальної системи долота;

K_κ – узагальнений опір щілини, утвореної елементами калібратора та стінкою свердловини.

Враховуючи рівняння (1)-(2), запишемо

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_\partial + K_\kappa} i^2}, \quad (4)$$

де i – коефіцієнт інжекції.

Узагальнені опори, що входять в рівняння (4), визначаються за формулами

$$K_p = \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} = \frac{8\rho}{\mu_p^2 \pi^2 d_p^4}; \quad (5)$$

$$K_\partial = \frac{\rho}{2\mu_\partial^2 f_\partial^2} = \frac{8\rho}{\mu_\partial^2 \pi^2 d_\partial^4}; \quad (6)$$

$$K_\kappa = \frac{\rho}{2\mu_\kappa^2 f_\kappa^2} = \frac{8\rho}{\mu_\kappa^2 \pi^2 (D_c^2 - D_\kappa^2)^2}, \quad (7)$$

де $\mu_p, \mu_\partial, \mu_\kappa$ – коефіцієнти витрати робочої насадки, промивального отвору долота та кільцевої щілини калібратора;

$f_p, f_\partial, f_\kappa$ – площі перерізу робочої насадки насоса, промивального отвору долота та кільцевої щілини калібратора;

D_c – діаметр свердловини;

D_κ – зовнішній діаметр елементів калібратора.

Використовуючи формули (4) – (7), отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи

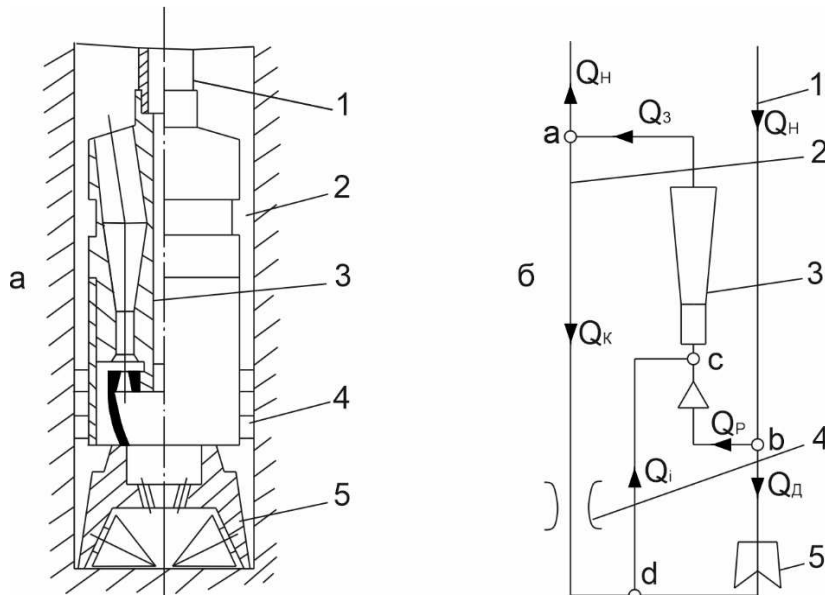
Використовуючи формули (4) – (7), отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи

$$h = \frac{1}{1 + \frac{1}{\left(\frac{\mu_p}{\mu_\partial}\right)^2 \left(\frac{d_p}{d_\partial}\right)^4 + \left(\frac{\mu_p}{\mu_\kappa}\right)^2 \frac{d_p^4}{(D_c^2 - D_\kappa^2)^2} i^2}} \quad (8)$$

Після перетворення рівняння (8) отримаємо формулу для визначення оптимального діаметра робочої насадки

$$d_{opt} = i_{opt}^{-0.5} \left(\frac{1 - h_{opt}}{h_{opt}} \right)^{-0.25} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{\mu_p}{\mu_\partial} \right)^2 \frac{1}{d_\partial^4} + \left(\frac{\mu_p}{\mu_\kappa} \right)^2 \frac{1}{(D_c^2 - D_\kappa^2)^2} \right]^{-0.25} \quad (9)$$



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – гідравлічний канал затрубного простору; 3 – струминний насос; 4 – калібратор; 5 – долото

Рисунок 2 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема (б) ежекційної системи, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою свердловини

Оптимальний діаметр робочої насадки може бути визначений після підстановки даних $i_{opt} = 0,591$; $h_{opt} = 0,2927$; $\mu_p = 0,95$; $\mu_d = 0,71$ [12]; $\mu_k = 0,925$ [13]; $D_k = 0,2159$ м; $D_c = 1,01D_k$. Оптимальні значення коефіцієнта інжекції i_{opt} та відносного напору h_{opt} отримані за умови роботи струминного насоса в режимі максимального ККД.

Після підстановки наведених величин запишемо

$$d_p = 1,0434 (1,7903 d_d^{-4} + 1139168,704)^{-0,25} \quad (10)$$

Зокрема, у випадку $d_d = 0,04$ м отримаємо $d_p = 0,0283$ м.

За результатами проведених досліджень встановлено, що запропоноване співвідношення конструкторських та режимних параметрів забезпечує максимальне значення ККД струминного насоса, яке для розглянутих умов експлуатації становить $\eta_{max} = 0,2451$.

Конструкція, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою (рис. 2), на сьогоднішній день є найбільш поширеною.

Визначимо характер розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою цього типу. Потік бурового розчину з витратою Q_H по бурильній колоні 1 (рисунок 2 б) подається в гідравлічну систему наддолотного пристрою. В точці „b” відбувається поділ основного потоку. Менша частина потоку з витратою Q_D надходить в

промивальну систему долота, а більша (з витратою Q_p) прямує на робочу насадку струминного насоса 3. В приймальній камері струминного насоса (точка „c”) відбувається з’єднання робочого потоку з інжектванним, який має витрату Q_i . Змішаний потік з витратою Q_3 через дифузор надходить в канал затрубного простору 2. В точці „a” відбувається черговий поділ потоку: частина потоку з витратою Q_H по гідравлічному каналу затрубного простору 2 прямує до устя свердловини, а частина потоку з витратою Q_K рухається до вибою свердловини кільцевим каналом, утвореним корпусом пристрою та стінкою свердловини. Внаслідок гідравлічних втрат в кільцевому зазорі калібратора 4 в наддолотній зоні створюється зона низького тиску. В привибійній зоні свердловини у точці „d” потік з витратами Q_K , Q_D з’єднуються, після чого об’єднаний потік з витратою Q_i (який згідно з прийнятою термінологією є інжектванним) надходить в приймальну камеру струминного насоса. Ефективність нагнітально-всмоктувального промивання вибою пов’язана зі створенням зони низького тиску в наддолотній області та покращенням умов очищення вибою.

З метою визначення необхідних геометричних розмірів елементів ежекційної системи необхідно отримати рівняння характеристики гідравлічної системи пристрою. Значення тисків робочого P_p , змішаного P_3 та інжектова-

ного P_i потоків визначаємо відповідно в точках „b”, „a” і „d” ежекційної системи (рис. 2 б)

$$P_p = K_p Q_p^2 + P_3 = K_p Q_p^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (11)$$

$$P_3 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (12)$$

$$P_i = P_3 - K_k Q_k^2 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_k Q_k^2. \quad (13)$$

Для подальшого перетворення системи рівнянь (11)–(13) необхідно встановити співвідношення між витратами потоку, що створюється буровим насосом Q_n , робочим потоком Q_p , потоком в промивальній системі долота Q_d та потоком, який прямує через калібратор струминного насоса Q_k .

Враховуючи особливості розрахунку розгалужених гідравлічних систем [14], запишемо

$$K_p Q_p^2 = K_d Q_d^2; \quad (14)$$

$$Q_n = Q_p + Q_d. \quad (15)$$

Рівняння (14) визначає баланс напорів в паралельних ланках гідравлічної системи, а рівняння (15) – баланс витрат, записаний для вузлової точки „в”. Враховуючи систему рівнянь (14), (15), запишемо

$$K_p Q_p^2 = K_d (Q_n - Q_p)^2. \quad (16)$$

Звідки

$$Q_p = \frac{Q_n}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}}. \quad (17)$$

Враховуючи рівняння (15), (17), визначимо витрату потоку, що прямує на промивальну систему долота

$$Q_d = Q_n - Q_p = Q_n \left[1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} \right]. \quad (18)$$

Рівняння балансу витрат для вузлової точки „d” має вигляд

$$Q_i = Q_d + Q_k. \quad (19)$$

Визначимо низхідну витрату через калібратор Q_k використовуючи рівняння (17), (19)

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_i - Q_d = Q_p i - Q_d = \\ &= Q_n \left[\frac{1+i}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Після визначення витрати Q_p (формула (17)) та Q_k (формула (20)) отримаємо уточнені рівняння для тисків робочого (формула (11)) та інжектваного (формула (13)) потоків

$$P_p = K_p \frac{Q_n^2}{\left(1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}\right)^2} + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (21)$$

$$P_i = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_k Q_n^2 \left[\frac{1+i}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} - 1 \right]^2. \quad (22)$$

Тоді, використовуючи формули (12), (21), (22) отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_k} \frac{1}{\left(i - \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}\right)^2}}. \quad (23)$$

Формули для визначення узагальнених опорів K_p , K_k , K_d наведені раніше (рівняння (5)– (7)). Після проведення відповідних перетворень отримаємо

$$\begin{aligned} h &= \left\{ 1 + \left(\frac{\mu_k}{\mu_p}\right)^2 \frac{(D_c^2 - D_k^2)^2}{d_p^4} \times \right. \\ &\left. \times \frac{1}{\left(i - \left(\left(\frac{\mu_d}{\mu_p}\right)^2 9 \left(\frac{d_d}{d_p}\right)^4\right)^{0,5}\right)^2} \right\}^{-1}. \end{aligned} \quad (24)$$

Рівняння (24) отримане для долота з трьома насадками. Подальше спрощення рівнянь (23), (24) вимагає встановлення оптимальних співвідношень витрат Q_p та Q_n . Виходячи з досвіду використання нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем, приймаємо $Q_p = \frac{2}{3} Q_n$.

Тоді з рівняння (17) отримаємо $\frac{K_p}{K_d} = 0,25$.

Після використання формул для визначення узагальнених опорів K_p , K_d запишемо

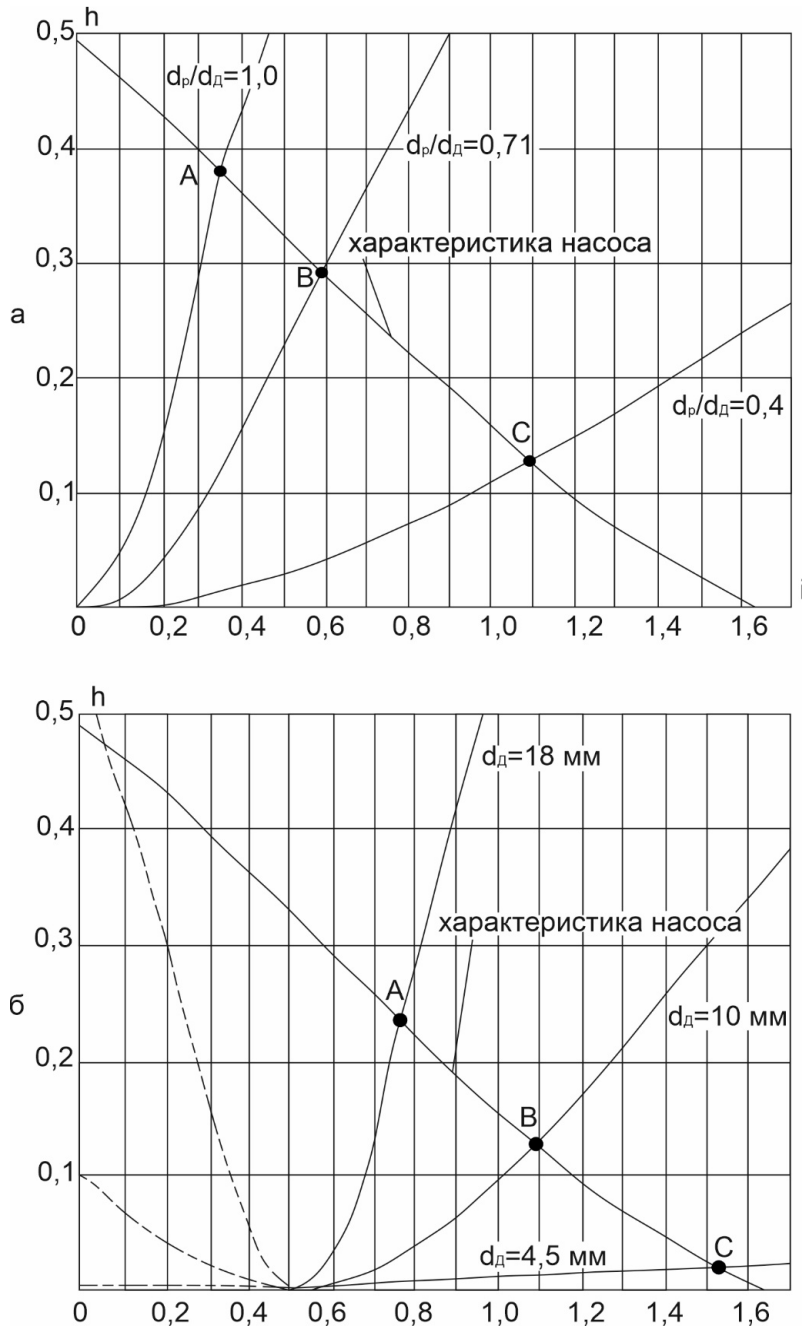


Рисунок 3 – Характеристика гідравлічної системи струминного насоса для всмоктувального (а) та нагнітально-всмоктувального (б) промивання вибою

$$\left(\frac{\mu_{\delta}}{\mu_p}\right)^2 9 \left(\frac{d_{\delta}}{d_p}\right)^4 = 0,25. \quad (25)$$

Якщо в струминному насосі та промивальній системі долота використовують однотипні насадки (тобто $\frac{\mu_{\delta}}{\mu_p} = 1$), отримаємо співвідношення між діаметрами насадок у вигляді

$$d_p = 2,449d_{\delta}. \quad (26)$$

Використовуючи співвідношення (25), рівняння (24) переписемо у вигляді

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_p}\right)^2 \frac{(D_c^2 - D_{\kappa}^2)^2}{d_p^4} \frac{1}{(i - 0,5)^2}}. \quad (27)$$

Після відповідних перетворень формули (27) отримаємо рівняння для визначення оптимального діаметра робочої насадки струминного насоса

$$d_{\text{опт}} = (i_{\text{опт}} - 0,5)^{-0,5} \times \left(\frac{1 - h_{\text{опт}}}{h_{\text{опт}}}\right)^{-0,25} \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_p} (D_c^2 - D_{\kappa}^2)\right)^{0,5}. \quad (28)$$

Після підстановки значень складових в рівняння (28) виявляється, що максимальне значення ККД забезпечується у випадку діаметра робочої насадки струминного насоса $d_p = 0,0803$ м. Це значно перевищує діаметр, який може бути отриманий після підстановки в формулу (26) реальних значень діаметрів насадок. Таким чином, схема, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою, не може забезпечити роботу струминного насоса з максимальними значеннями ККД. Величину діаметра робочої насадки необхідно приймати з використанням співвідношення (26).

Суміщені характеристики струминного насоса ($K_{сн} = 2,785$) та його гідравлічної системи наведені на рисунку 3.

Для ежекційної системи всмоктувального типу характеристика гідравлічної системи проходить через початок координат (рис. 3 а). Для ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу початок характеристики гідравлічної системи має місце в точці з координатами (рівняння (24), (26))

$$i = \left(9 \left(\frac{\mu_{\partial}}{\mu_p} \right)^2 \left(\frac{d_{\partial}}{d_p} \right)^4 \right)^{0,5} \quad \text{або } i = 0,5.$$

Ліва частина характеристик є уявною, тому на рисунку 3 б показана пунктирною лінією. Точки перетину характеристик струминного насоса та його гідравлічної системи (т. А, В, С) визначають режим роботи пристрою.

Отримані рівняння дозволяють прогнозувати режим роботи свердловинної ежекційної системи та здійснювати її експлуатацію в оптимальному режимі.

Завдання досліджень полягає в експериментальній перевірці наведених математичних моделей робочого процесу струминного насоса.

Висновки

1. На основі аналізу розподілу потоків у свердловинній ежекційній системі всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типу отримано рівняння для визначення тисків робочого, змішаного та інжектваного потоків, співвідношення яких визначають відносний напір, створюваний струминним насосом, або характеристику його гідравлічної системи. Характеристика гідравлічної системи подається у вигляді серії кривих для різних співвідношень діаметрів насадок струминного насоса та промивальної системи долота.

2. У ході спільного розв'язання рівнянь характеристики струминного насоса та характе-

ристики його гідравлічної системи отримано координати робочої точки насосної установки, яка визначає режим його роботи в свердловині.

3. Отримано рівняння для визначення оптимальних значень діаметрів робочої насадки струминного насоса всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типів, які забезпечують максимальний ККД свердловинної ежекційної системи. Запропоноване співвідношення конструкторських та режимних параметрів забезпечує максимальне значення ККД струминного насоса, яке для розглянутих умов експлуатації становить $\eta_{\max} = 0,2451$.

Література

1. Zhu H.Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. No 22 (3). P. 792-803.
2. Chen X., Gao D., B. A Method for optimizing jet-mill-bit Guo hydraulics in horizontal Drilling. *PE Journal*. 2016. No 4. P. 416-422.
3. H. Yong, Z. Lihong, Z. Deyong, L. Hualin, W. Jinying, Y. Jinshen, Z. Yugang, W. Zhibin Drill bit secondary injector device based on injector coefficient. *Proc. IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference*, Singapore, August 22-24, 2016. no180539. MS. 9 p.
4. Cholet H. Improved hydraulics for rock bits *53-rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition*, Houston (USA, Texas), Oct. 1-3 1978. Houston: Society of Petroleum engineers of ASME, 1978. SPE 7516. 8 p.
5. Коснырев Б. А. Повышение показателей работы долота за счет снижения гидродинамического давления на забой скважины: дис... канд. техн. наук: 05.15.10. Уфа, 1983. 190 с.
6. Паневник О. В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2000. 359 с.
7. Евстифеев С. В. Применение наддолотного эжекторного гидронасоса. *Бурение и нефть*. 2003. № 1. С. 23.
8. Султанов Б. З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. М.: Недра, 1991. 208 с.
9. Дерусов В. П. Обратная промывка при бурении геологоразведочных скважин. *Бурение*. 1982. № 1. С. 7- 11.
10. Шоле Г. Д. Долото з декомпресией. *Материалы международного симпозиума*, Уфа, 22 ноября – 7 декабря 1980 г. Уфа: Уфимский нефтяной университет, 1980. С. 34-39.

11. Глебов В. А., Антонов В. Ф. Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения. *Бурение*. 1968. № 3. С. 25-27.
12. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. Київ: Інкос, 2006. 616 с.
13. Лямаев Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1988. 256 с.
14. Навроцький Б. І., Сухін Є. І. Механіка рідин. Київ: Дія, 2003. 416 с.
12. Kulinchenko V. R. Gidravlika, gidravlichni mashini i gidroprivid. Kiyiv: Inkos, 2006. 616 p. [in Ukrainian].
13. Lyamaev B. F. Gidrostrujnye nasosy i ustanovki. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1988. 256 p. [in Russian].
14. Navrockij B. I., Suhin Ye. I. Mehanika ridin. Kyiv: Diya, 2003. 416 p. [in Ukrainian].

References

1. Zhu H.Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. No 22 (3). P. 792-803.
2. Chen X., Gao D., B. A Method for optimizing jet-mill-bit Guo hydraulics in horizontal Drilling. *PE Journal*. 2016. No 4. P. 416-422.
3. H. Yong , Z. Lihong, Z. Deyong, L. Hualin, W. Jinying, Y. Jinshen, Z. Yugang, W. Zhibin Drill bit secondary injector device based on injector coefficient. *Proc. IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference*, Singapore, August 22-24, 2016. no180539. MS. 9 p.
4. Cholet H. Improved hydraulics for rock bits *53-rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition*, Houston (USA, Texas), Oct. 1-3 1978. Houston: Society of Petroleum engineers of ASME, 1978. SPE 7516. 8 p.
5. Kosnyrev B. A. Povyshenie pokazatelej raboty dolota za schet snizheniya gidrodinamicheskogo davleniya na zaborj skvazhiny: dis... kand. tehn. nauk: 05.15.10. Ufa, 1983. 190 p. [in Russian].
6. Panevnyk O. V. Teoretychni osnovy pobudovy uzahalnenykh hidravlichnykh modelei sverdlovnyykh strumynnykh nasosiv: dis...dokt.tekhn.nauk: 05.05.12. Ivano-Frankivsk, 2000. 359 p. [in Ukrainian].
7. Evstifeev S. V. Primenenie naddolotnogo ezhektornogo gidronasosa. *Burenie i nef't*. 2003. No 1. P.23. [in Russian].
8. Sultanov B. Z. Upravlenie ustojchivostyu i dinamikoj burilnoj kolonny. M.: Nedra, 1991. 208 p. [in Russian].
9. Derusov V. P. Obratnaya promyvka pri burenii geologorazvedochnykh skvazhin. *Burenie*. 1982. No 1. P. 7- 11. [in Russian].
10. Shole G. D. Doloto s dekompressiej. *Materialy mezhdunarodnogo simpoziuma*, Ufa, 22 noyabrya – 7 dekabrya 1980 g. Ufa: Ufimskij neftyanoj universitet, 1980. P.34 – 39. [in Russian]
11. Glebov V. A. Ispolzovanie strujnyh nasosov pri vskrytii zon poglosheniya. *Burenie*. 1968. No 3. P. 25-27. [in Russian].

ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ФОНТАННИХ АРМАТУР МЕТОДОМ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Р. О. Дейнега, Я. В. Чумаченко, О. Я. Фафлей, В. О. Мельник, В. В. Михайлюк, Д. О. Яценко

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. +38 068 2130852,
e-mail: deynega2004@i.ua

Незважаючи на відносну простоту обладнання свердловин, що експлуатуються фонтанним способом видобутку нафти, воно виконує дуже відповідальні функції і має бути особливо надійним, оскільки аварії із цим обладнанням можуть привести до викидів і пожеж. Найбільш відповідальним елементом у фонтанних арматурах є запірні пристрої. Основна вимога до них – абсолютна герметичність їх затворів. Провівши аналіз умов роботи засувок фонтанних арматур, їх відмови можна поділити на чотири групи: відмови, пов'язані з корозійним руйнуванням; деформації і злами; зношування; відкладання на робочих поверхнях обладнання різних речовин. Проте під час експлуатації засувки, їх елементи, що контактують із нафтою, в якій містяться абразивні частинки, інтенсивно зношуються. У результаті цього їх необхідно ремонтувати або замінювати новими. Для прогнозування місць та величини зношування елементів фонтанних арматур (на прикладі шибера) у статті пропонується спосіб, що базується на використанні імітаційного моделювання в програмному середовищі Flow Simulation. У результаті досліджень встановлено, що максимальний знос (згідно заданих граничних умов) відбувається у шибері засувки і його величина складає 26 мм/рік. Розподіл зносу по поверхні шибера є нерівномірним. Він концентрується в двох взаємно дзеркально розташованих поверхнях. Змодельований знос є подібним до зносу шибера, який відбувся у реальних промислових умовах. Запропонований спосіб дослідження зносу елементів засувки є коректним і його можна застосовувати під час проектування нафтогазового обладнання, яке працює у аналогічних умовах.

Ключові слова: знос, запірні пристрої, імітаційне моделювання, фонтанна арматура, засувка, шибер.

Несмотря на относительную простоту оборудования скважин, эксплуатируемых фонтанным способом добычи нефти, оно выполняет очень ответственные функции и должно быть особенно надежным, поскольку аварии с этим оборудованием могут привести к выбросам и пожарам. Наиболее ответственным элементом в фонтанной арматуре являются запорные устройства. Основное требование к ним - абсолютная герметичность затворов. Проведя анализ условий работы задвижек фонтанных арматур, их отказы можно разделить на четыре группы: отказы, связанные с коррозионным разрушением; деформации и изломы; износ; откладывание на рабочих поверхностях оборудования различных веществ. Однако при эксплуатации элементы задвижек, которые контактируют содержащей абразивные частицы нефтью, интенсивно изнашиваются. По причине этого их следует своевременно ремонтировать или заменять новыми. Для прогнозирования мест и величины износа элементов фонтанных арматур (на примере шибера) в статье предлагается способ, основанный на использовании имитационного моделирования в программной среде Flow Simulation. В результате исследований установлено, что максимальный износ (согласно заданных граничных условий) происходит в прерывателе тяги задвижки, а его величина составляет 26 мм в год. Распределение износа по поверхности шибера неравномерно. Он концентрируется в двух взаимно зеркально расположенных поверхностях. Смоделирован износ на примере износа шибера в реальных промышленных условиях. Предложенный способ исследования износа элементов задвижки является корректным, и его можно применять при проектировании нефтегазового оборудования, работающего в аналогичных условиях.

Ключевые слова: износ, запорные устройства, имитационное моделирование, фонтанная арматура, задвижка, шибер.

Despite the relative simplicity of the equipment of the wells operated by the open flow oil production method, it performs important functions and should be very reliable, since accidents with this equipment can lead to blowouts and fires. The most important element in the Xmas tree is locking devices. The main requirement for them is the complete tightness of their valves. After analyzing the working conditions of Christmas-tree gate valve, their failure can be divided into four groups. Reasons for failure due to corrosion; deformation and fractures; wearing out; deposition of different substances on the working surfaces of equipment. However, while in operation, the valve elements are intensely worn out as they contact with oil which contains abrasive particles. As a result, they must be repaired or replaced with new ones. For the prediction of the locations and magnitude of the Xmas tree elements wear (on the example of a gate), the article offers a method based on the use of simulation modeling in the

Flow Simulation software environment. As a result of the research, it is established that the maximum wear (according to the given boundary conditions) occurs in the gate valve and its value is 26 mm / year. The distribution of wear on the surface of the gate is uneven. It concentrates on two mutually mirrored surfaces. The simulated wear is similar to the gate wear which occurs in real industrial conditions. The suggested method of studying the wear of the valve elements is correct and can be applied when designing oil and gas equipment that operates under similar conditions.

Keywords: wear, locking devices, simulation modeling, Christmas tree, valve, sliding gate.

Вступ

Незважаючи на відносну простоту обладнання свердловин, що експлуатуються фонтанним способом видобутку нафти, воно виконує дуже відповідальні функції і має бути надійним, оскільки поломки цього обладнання можуть викликати викиди і пожежі. У більшості випадків фонтанний спосіб експлуатації дозволяє видобувати із свердловини найбільшу кількість нафти при найменших питомих витратах.

Фонтанна арматура складається із фланців, різних трійників, хрестовика і запірних пристроїв (засувок, кранів, дроселів). Найбільш відповідальним елементом фонтанних арматур є запірні пристрої. Основна вимога до них – абсолютна герметичність їх затворів (від них залежить надійність роботи всього гирлового обладнання фонтанних свердловин)

Проте, під час експлуатації засувок, їх елементи, що контактують із нафтою, в якій містяться абразивні частинки, інтенсивно зношуються. У результаті цього їх необхідно вчасно ремонтувати або замінювати новими.

Для прогнозування місць та величини зношування елементів фонтанних арматур (на прикладі шибера) у статті пропонується спосіб, що базується на використанні імітаційного моделювання.

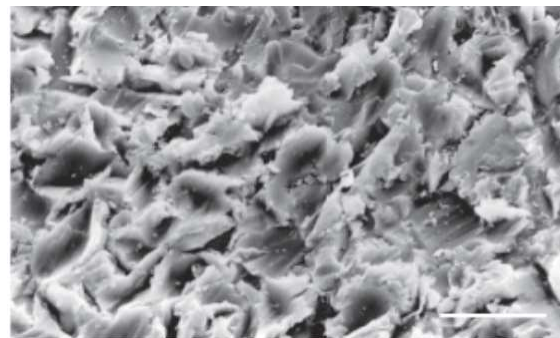
Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Зношування – процес поступової зміни розмірів тіла при терті, що проявляється у видаленні з поверхні тертя матеріалу і (або) утворення на поверхнях тертя залишкової деформації [1].

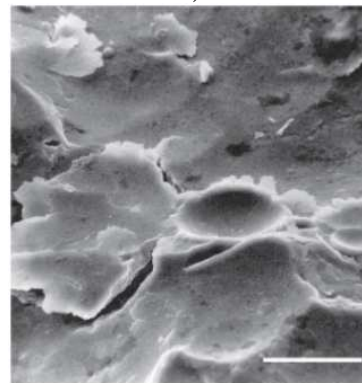
Результат процесу зношування і зв'язані з ним зміни геометричних розмірів контактуючих при терті поверхонь, отримав назву знос.

Зношування – достатньо складне явище, що містить велику різноманітність механізмів, які не завжди діють окремо і незалежно. Зношування залежить від великої кількості факторів, включаючи навантаження, швидкість ковзання, температуру, властивості матеріалів, що труться, мастило, параметри оточуючого середовища тощо.

Ерозійне зношування – пов'язане із дією на тверді тіла потоків рідини або газу, не засмічених абразивом. Локальні потоки рідини та газу бувають здатними чинити пластичні та інші види дії на тверді тіла, а також викликати руйнування. На рис. 1 подано зовнішній вигляд поверхні після такої дії.



а)



б)

а – низьковуглецева сталь, ерозія відбувається під кутом 30° та швидкості 50 м/с;

б – алюміній, ерозія відбувається під кутом 90° та швидкості 60 м/с скляними кульками

Рисунок 1 – Поверхня металу після ерозії твердими частинками

Гідроабразивне зношування – реалізується при дії на тверде тіло потоку рідини та абразиву.

Гідроабразивне зношування визначається як поступова втрата вихідного матеріалу з поверхні твердого тіла за рахунок механічної взаємодії цієї поверхні із рідиною, у тому числі при ударній взаємодії краплями рідини або частинками твердого тіла.

Гідроабразивне зношування твердими частинками є загальною формою ерозійного зношування, яке відбувається у результаті циклічних ударів малих твердих частинок, що переносяться потоком газу або рідини та вдаряються до поверхні твердого тіла. Механічна дія цих частин подібна абразивній дії та містить пластичну деформацію і крихке руйнування. Проте між гідроабразивним зношуванням і зношуванням вільним абразивом існує ряд відмінностей. По-перше, це природа сил, що діють на частинки, та природа зношування поверхні під дією зовнішньої постійної сили. При гідроабразивному зношуванні на частинку, що взаємодіє із поверхнею тіла, може діяти декілька сил різної природи (рис. 2).

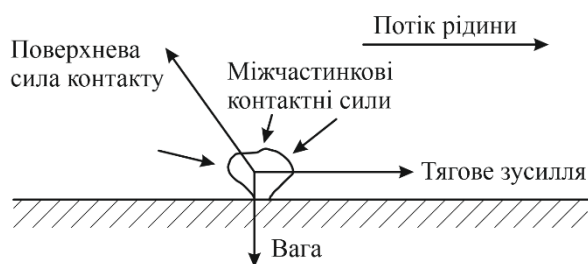


Рисунок 2 – Схема сил, що діють на частинку, яка рухається у потоці рідини та контактує із твердою поверхнею

Основна сила, з якою частинка діє на поверхню, пов'язана із її сповільненням. Крім того, інтенсивність абразивного зношування залежить від навантаження на поверхню тертя, а інтенсивність гідроабразивного зношування визначається кількістю та масою окремих частинок, що зіштовхуються із поверхнею, та швидкістю їх удару. Інтенсивність гідроабразивного зношування E (зазвичай подається у одиницях маси або об'єму матеріалу, видаленого з поверхні, на одиницю маси діючих частинок) пов'язана із швидкістю v степеневою залежністю:

$$E = k \cdot v^n,$$

де k – стала;

n – показник експоненти при швидкості, що залежить від умов ерозії та матеріалу. Його значення зазвичай змінюється від 2 до 2,5 для металів та від 2,5 до 3 для керамічних матеріалів.

Кут атаки, що визначається відносно площини поверхні, як показано на рис. 3, порізному впливає на інтенсивність гідроабразивного зношування пластичних та крихких матеріалів. Основна відмінність впливу кута атаки для пластичних та крихких матеріалів полягає у значенні кута, при якому інтенсивність гідро-

абразивного зношування є максимальною. Для пластичних матеріалів вона наближається до 20-30°, а для крихких матеріалів типу скла та кераміки складає 90°.

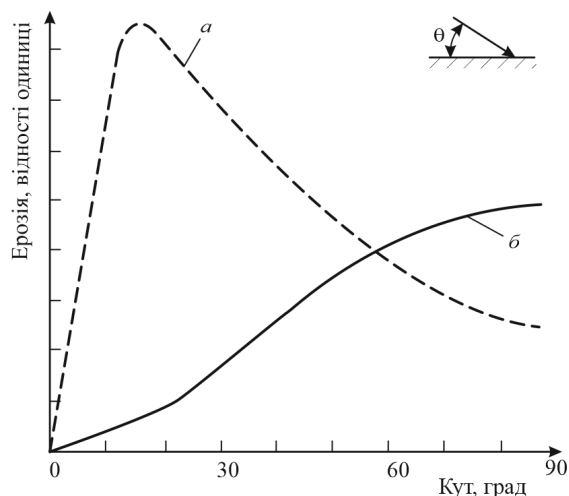


Рисунок 3 – Характерна залежність інтенсивності ерозії пластичного (а) та крихкого (б) матеріалів від кута атаки θ

Крім того, на інтенсивність гідроабразивного зношування впливає цілий ряд характеристик частинок, наприклад їх форма, розміри та твердість. У цьому відношенні в гідроабразивного зношування багато спільного із абразивною дією, включаючи розмірний ефект. Існує визначений розмір абразивних частинок, з перевищенням якого ці частинки майже або зовсім не впливають на інтенсивність зношування пластичних матеріалів.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Під час конструювання нафтогазового обладнання застосовують сучасні комп'ютерні програми, що дозволяють не тільки розробляти технічну документацію, а і проводити імітаційні дослідження. Це дає змогу вже на етапі розроблення обладнання визначати можливі недоліки, які виникнуть при його роботі.

Проте, у літературних джерелах відсутні підходи до імітаційного дослідження гідроабразивного зносу деталей. Тому у статті пропонується детальніше розглянути цей процес, послідовність виконання дослідження, то його особливості.

Формулювання цілей статті

Функціонування нафтогазового обладнання, а саме запірних пристроїв фонтанних арматур, відбувається за складних умов. Нафта, що проходить запірні пристрої, зазвичай містить абразивні частинки, що, рухаючись у по-

тоці, інтенсивно зношують поверхні їх деталей. Внаслідок цього термін експлуатації запірних пристроїв є досить незначним.

Під час проектування потрібно врахувати багато факторів, що впливають на роботу запірних пристроїв, тим самим зменшити або попередити їхній вплив. Тому необхідно розробити спосіб дослідження зносу елементів конструкції засувки з допомогою імітаційного моделювання.

Метою роботи є розроблення способу дослідження зношування елементів конструкції засувки за допомогою імітаційного моделювання, для підвищення експлуатаційних параметрів у процесі її розроблення чи модернізації.

Задачі дослідження:

– проаналізувати умови роботи засувки, можливі причини її відмов та способи їх усунення.

– розробити спосіб дослідження зносу елементів засувки за допомогою імітаційного моделювання.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Аналіз умов роботи засувки, можливих при цьому відмов її елементів

Тривалі спостереження за відмовами нафтового обладнання дозволяють поділити всі причини відмов на чотири основні групи:

- корозійне руйнування;
- деформації і злами;
- зношування;

– відкладання на робочих поверхнях обладнання речовин, які містяться в експлуатаційних середовищах [2].

Проектоване обладнання устя свердловини працює в складних експлуатаційних умовах [3], що характеризуються безперервністю його роботи при тисках до 70 МПа і температурі до 100°C.

В продукції багатьох нафтогазових родовищ міститься велика кількість вуглекислого газу (CO₂) і сірководню (H₂S). Присутність цих складових викликає прискорений процес внутрішньої корозії нафтопромислового обладнання.

На практиці при експлуатації фонтанної арматури найчастіше спостерігаються виходи з ладу затворів засувок, деталей фланцевих з'єднань, кульок тощо.

Затвор прямої засувки фонтанної арматури складається з шибера, сідел, тарілчастих пружин, які піддаються зношуванню.

В процесі роботи фонтанної арматури шибер і сідла засувки знаходяться під дією про-

дукції свердловини, що рухається із великою швидкістю, має високий тиск і температуру. Частина нафти з газом, без води і інших домішок, не здійснює руйнівної дії на затвор засувки. Продукція свердловини з значним вмістом води дещо по іншому впливає на затвор засувки: агресивні складові, що утворюються під дією води, руйнують шибер і сідла. В таких випадках дуже важлива присутність мастила у затворі, яка оберігає його від роз'їдання.

На практиці найчастіше виходять з ладу сідла і шибер, при його неповному відкритті або закритті. Крім того, руйнуються тарілчасті пружини.

Запірна арматура, крім опору розриву від дії тиску, повинна бути стійкою до дії абразиву і агресивних газів, які викликають корозію.

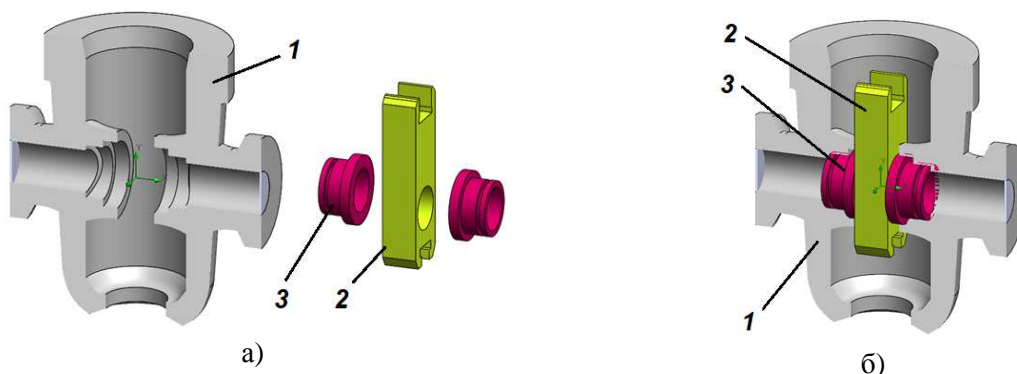
Суттєвий і своєрідний вплив на характер і інтенсивність протікання зносу здійснює середовище. Часто розвивається корозійно-механічне зношування, яке протікає під час тертя матеріалів, що вступили в хімічну взаємодію з середовищем. Інтенсивність зносу зростає за рахунок полегшення руйнування верхнього шару матеріалу. При цьому зносостійкість матеріалу залежить від того, який з цих процесів за інтенсивністю переважає. Крім того, необхідно враховувати, що знос залежить від таких факторів, як твердість і шорсткість поверхонь тертя, величини зазору між деталями, швидкість тертя, режим роботи, температури середовища тощо. В залежності від цих факторів визначається час безвідмовної роботи.

Основний вид зношування деталей вузла затвора засувки фонтанних арматур – зношування при заїданні. При цьому необхідно відмітити, що утворення на ущільнювальних поверхнях деталей затвора задирів – пошкодження поверхонь тертя в вигляді широких і глибоких борозд в напрямку ковзання, порушує герметичність засувки, тобто служить головною причиною їх відмов. Утворення задирів на поверхнях деталей і контакт їх з середовищем, що містить абразив, підвищує інтенсивність зношування.

Абразивне зношування поверхні деталей відбувається в результаті ріжучої або дряпаючої дії твердих частинок, що переміщуються щодо поверхні деталі. При цьому із збільшенням твердості і розміру твердих частинок, тиску і швидкості їх руху росте знос поверхні деталей.

Основними причинами абразивного зношування є наступні.

1. Нерівності зв'язаних поверхонь внаслідок неякісної механічної обробки або контакт-



1 – корпус; 2 – шибер; 3 – сідло
Рисунок 4 – Тривимірні моделі елементів засувки

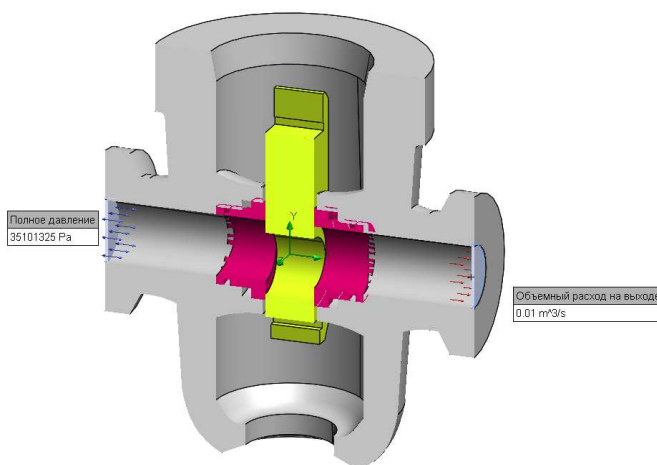


Рисунок 5 – Розрахункова схема

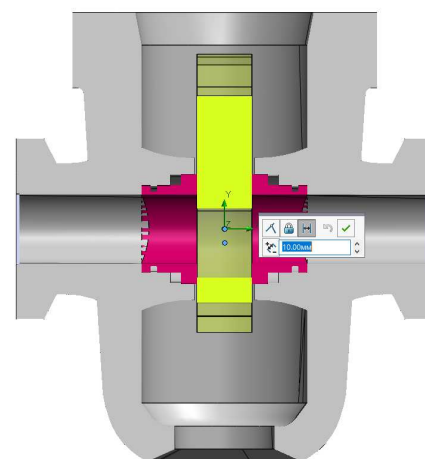


Рисунок 6 – Умовне зміщення осі шибера засувки відносно осі протічної частини її корпусу рівною 10 мм

ного зношування, завдяки чому тверді частинки (або нерівності) матеріалу однієї деталі ріжуть матеріал зв'язаної деталі.

2. Наявність в робочому середовищі твердих частинок, які пересуваються між поверхнями обох деталей і ріжуть їх.

Аналіз існуючих затворів прямооточних засувок показав, що вони не можуть довго працювати в жорстких умовах експлуатації: за високої температури, абразивності та корозійності середовища, при великій кількості операцій відкриття та закриття засувок тощо.

Розроблення способу дослідження зносу елементів засувки з допомогою імітаційного моделювання [4].

Зважаючи на те, що при експлуатації засувки відбувається знос її елементів, у роботі пропонується розробити спосіб його дослідження з допомогою імітаційного моделювання.

З цією метою розроблено тримірні моделі елементів засувки (корпус, шибер та сідла), які контактують із робочим середовищем – нафтою із вмістом абразивних частинок (рис. 4).

У програмі FlowSimulation розроблено розрахункову схему (рис. 5).

Вхідними даними для моделювання прийнято:

- об'ємну витрату рідини на виході – $0,01 \text{ м}^3/\text{с}$;
- тиск на вході – 35 МПа;
- властивості рідини – тип Olive oil;
- властивості абразивних частинок – тип пісок;

Слід зауважити, що для дослідження взято умовне зміщення осі шибера засувки відносно осі протічної частини її корпусу рівною 10 мм (рис. 6).

У результаті дослідження отримано картини розподілу тиску та швидкості у поперечному перерізі засувки (рис. 7 та 8).

Оскільки об'єктом дослідження у роботі є процес зношування, то використано модуль програми FlowSimulation – «Расчет движения частиц».

Під час роботи з цим модулем розглядаються:

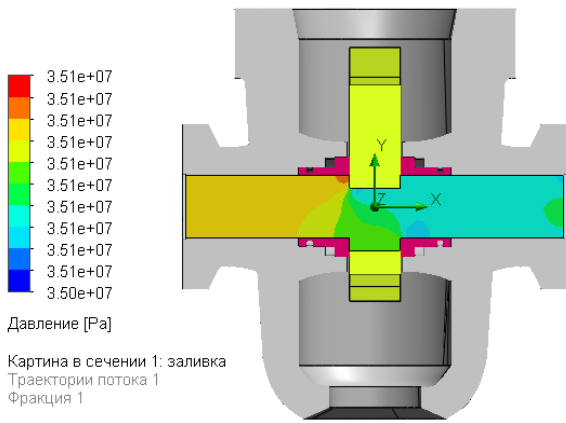


Рисунок 7 – Розподіл тиску

- фракції абразивних частинок
- умови контакту фракцій з стінками;
- налаштування розрахунку.

Фізичні моделі розрахунку руху частинок

Під час розрахунку руху часток можна враховувати гравітацію, а також виконати обчислення масової інтенсивності налипання і ерозії внаслідок взаємодії частинок зі стінками.

Масова інтенсивність ерозії (R_e) розраховується за формулою

$$R_e = \sum_{p=1}^{N_p} K \frac{m_p \cdot C(d_p) \cdot f(\theta) \cdot V^{b(V)}}{dS}, [kg / (s \cdot m^2)], \quad (1)$$

де N_p – кількість частинок;

m_p – масова витрата для однієї траекторії;

dS – поверхня комірки або їх групи;

$C(d_p)$ – функція, яка визначає залежність інтенсивності ерозії від діаметра частинок d_p ;

$f(\theta)$ – функція, яка визначає залежність інтенсивності ерозії від кута падіння частинок θ ;

$V = U_p - U_w$ – відносна швидкість частинок, яка визначається як різниця між швидкістю частинок U_p та швидкістю стінки U_w ;

$b(V)$ – функція, яка визначає залежність інтенсивності ерозії від відносної швидкості V ;

K – коефіцієнт пропорційності.

Сумарна масова інтенсивність ерозії визначається за формулою:

$$R_e^m = \sum_{cells} R_e \cdot dS, [kg / (s)] . \quad (2)$$

Швидкість ерозії визначається за формулою:

$$R_e^L = \frac{R_e}{\rho_w}, [mm / (year)], \quad (3)$$

де ρ_w – густина матеріалу стінки.

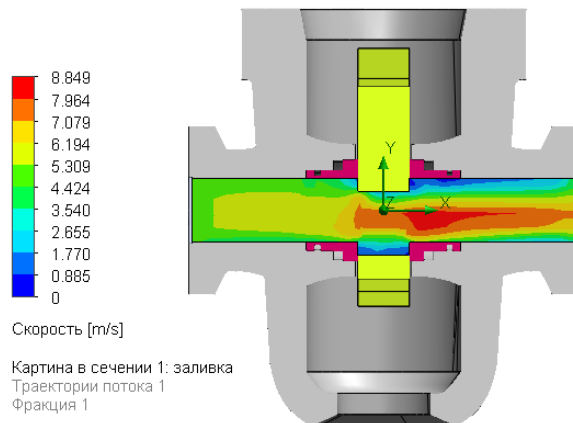


Рисунок 8 – Розподіл швидкості

При моделюванні прийнято діаметр частинки піску, рівний 1 мм, умови на стінках – ідеальне відбиття.

На рис. 9 наведено картини зносу на поверхнях деталей, які контактують із рідиною та абразивними частинками, що в ній містяться.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що максимальний знос відбувається у шибєрі засувки, і його величина складає 26 мм/рік.

Отже, з рисунків бачимо, що знос по поверхнях шибєра відбувається нерівномірно. З метою більш детального опрацювання результатів моделювання пропонується виконувати побудову графічних залежностей величини зносу в певних перерізах деталей (побудувати у перерізах лінії, по яких буде побудовано залежність) (рис. 11).

Особливістю, при побудові цих ліній є:

- створення додаткових площин під необхідним кутом від основної;
- застосування функції «скиз вдоль линии пересечения тел».

На рис. 12 наведено графічні залежності величини зносу шибєра по довжині лінії, розміщеній на поверхні у зоні найбільшого зносу

На рис. 13 наведено розподіл швидкостей руху частинок у поперечному перерізі досліджуваної моделі.

Проаналізувавши результати досліджень, слід зауважити, що розподіл зносу по поверхні шибєра є не тільки нерівномірним, а й концентрується в двох взаємно дзеркально розташованих поверхнях. Змодельований знос є подібним до зносу шибєра, який відбувся у реальних промислових умовах (рис. 14).

Запропонований спосіб дослідження зносу елементів засувки є коректним, і його можна застосовувати під час проектування нафтогазового обладнання, яке працює у аналогічних умовах.

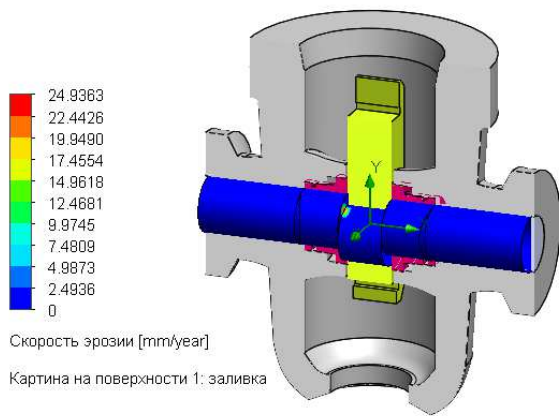


Рисунок 9 – Знос деталей, що контактують із рідиною та абразивними частинками

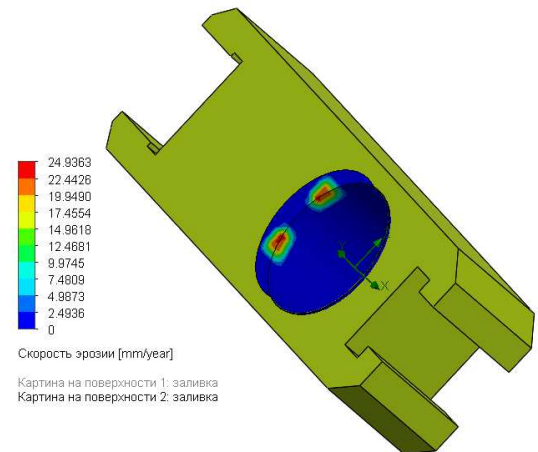


Рисунок 10 – Зони зносу шибера засувки

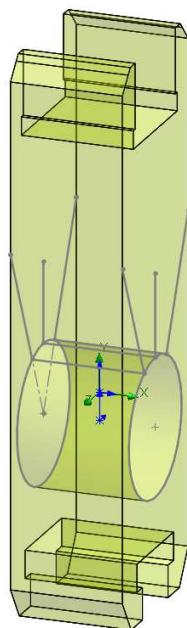


Рисунок 11 – Лінії на поверхні шибера у зонах найбільшого зносу

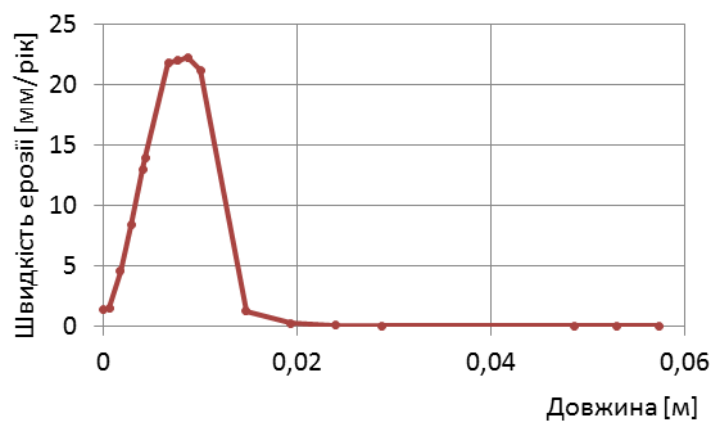


Рисунок 12 – Графічні залежності величини зносу шибера по довжині лінії, розміщеної на поверхні у зоні найбільшого зносу

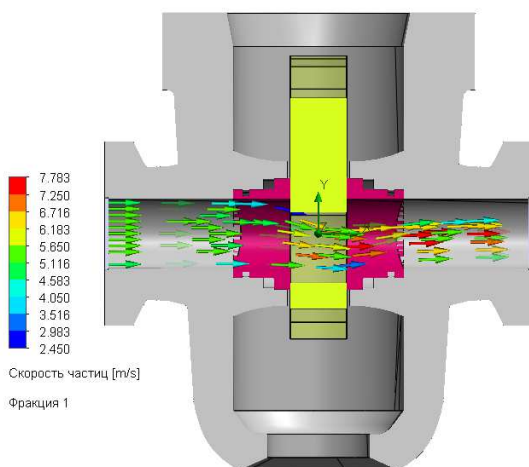


Рисунок 13 – Розподіл швидкостей руху частинок у поперечному перерізі досліджуваної моделі



Рисунок 14 – Знос шибера у промислових умовах [5]

Висновки

Запропоновано спосіб для прогнозування місць та величини зношування елементів фонтанних арматур, що базується на використанні імітаційного моделювання в програмному середовищі Flow Simulation.

За допомогою цього способу у результаті досліджень встановлено, що максимальний знос відбувається у шибєрі засувки і його величина складає 26 мм/рік.

Також встановлено, що розподіл зносу по поверхні шибєра не є рівномірним, а концентрується в двох дзеркально розташованих поверхнях.

Змодельований знос є подібним до зносу шибєра, який відбувся у реальних промислових умовах, тож коректним і може бути застосований під час проектування нафтогазового обладнання, яке працює у подібних умовах.

Література

1. ГОСТ 27674-88 «Трение, изнашивание и смазка»
2. Шульга В.Г., Бухаленко Е.И. Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин. М.: Недра, 1978, 235с.
3. Молчанов Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. М.: Недра, 1984. 464 с.
4. www.solidworks.com

References

1. GOST 27674-88 «Trenie, iznashivanie i smazka». [in Russian]
2. Shulga V.G., Buhalenko E.I. Ustevoe oborudovanie neftyanyih i gazovyih skvazhin. M.: Nedra, 1978, 235p. [in Russian]
3. Molchanov G. V., Molchanov A. G. Mashiny i oborudovanie dlya dobyichi nefiti i gaza. M.: Nedra, 1984. 464 p. [in Russian]
4. www.solidworks.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКРУЧЕНОГО ПОТОКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ ПІД ЧАС ПРОХОДЖЕННЯ ЇЇ ЧЕРЕЗ ГІДРОДИНАМІЧНИЙ КАВІТАТОР

Я. Я. Якимечко*, Я. М. Фем'як

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: rengr@nimg.edu.ua

Розглядаються теоретичні дослідження використання закручених потоків із зворотними струменями і з розвиненим прецесуючим вихровим ядром у кавітаторах та інших пристроях. Під час опису руху вихрового ядра у вільному закрученому струмені рідини необхідно врахувати, що згідно з експериментальними даними, вихрове ядро може скручуватися по довжині струменя і здійснювати рух навколо осі струменя в зоні між областю зворотних потоків і приграничним зовнішнім шаром. Саме вихрове ядро в цьому випадку піддається впливу основного потоку, що обертається, при цьому необхідно врахувати, що, у зв'язку зі співмірними розмірами вихрового ядра і струменя, дія на нього буде неоднаковою через нерівномірний розподіл швидкостей в самому струмені. На основі відомих формул нами отримано уточнену теоретичну залежність ступеня кручення потоку від витрати рідини, частоти коливань вихрового ядра і конструктивних параметрів в умовах стійкості найзакрученішого потоку та свідчить про те, що ступінь кручення потоку прямопропорційний частоті коливань прецесуючого вихрового ядра і оберненопропорційний квадрату масової витрати рідини. Тобто забезпечення стійкості закрученого потоку при варіюванні витрати вимагає відповідної зміни ступеня кручення або впливу на частоту коливань прецесуючого вихрового ядра. На підставі отриманих теоретичних залежностей було розроблено і реалізовано в комп'ютерних програмах такі розрахунки: залежність коефіцієнта кручення потоку від частоти коливань вихрового ядра; моделювання процесії вихрового ядра в закрученому потоці; дослідження коливань швидкості в закрученому потоці; коливання швидкості при взаємодії закручених струменів.

Ключові слова: явище кавітації; прецесуюче вихрове ядро; частота коливань; коливання швидкості; витрата рідини; уточнена залежність ступеня кручення рідини.

Рассматриваются теоретические исследования использования закрученных потоков с обратными струями и с развитым прецессирующим вихревым ядром в кавитаторах и других устройствах. При описании движения вихревого ядра в свободном закрученной струе жидкости необходимо учесть, что согласно экспериментальным данным вихровое ядро может скручиваться по длине струи и производит движение вокруг оси струи в зоне между областью обратных потоков и пограничным внешним слоем. Именно вихровое ядро в этом случае подвергается воздействию основного вращающегося потока. При этом следует учесть, что из-за сопоставимости размеров вихревого ядра и струи воздействие на ядро будет неодинаковым вследствие неравномерного распределения скоростей в самой струе. На основе известных формул нами получена уточненная теоретическая зависимость степени кручения потока от расхода жидкости, частоты колебаний вихревого ядра и конструктивных параметров в условиях устойчивости самого закрученного потока, которая показала, что степень кручения потока прямопропорциональна частоте колебаний прецессирующего вихревого ядра и обратнопропорциональна квадрату массового расхода жидкости. То есть обеспечение устойчивости закрученного потока при варьировании расхода требует соответствующего изменения степени кручения или влияния на частоту колебаний прецессирующего вихревого ядра. На основании полученных теоретических зависимостей были разработаны и реализованы в компьютерных программах следующие расчеты: зависимость коэффициента кручения потока от частоты колебаний вихревого ядра; моделирование процессии вихревого ядра в закрученном потоке; исследования колебаний скорости в закрученном потоке; колебания скорости при взаимодействии закрученных струй.

Ключевые слова: явление кавитации; прецесующее вихровое ядро; частота колебаний; колебания скорости; расход жидкости; уточненная зависимость степени кручения жидкости.

The article presents the theoretical research of the use of swirling flows with reverse jets and with developed precessing vortex core in cavitators and other devices. While describing the motion of the vortex core in the free swirling jet of the fluid it is necessary to take into account that according to the experimental data the vortex core can swirl along the length of the jet and moves around the jet axis in the zone between the area of reverse flows and the boundary outer layer. In this case, it is the vortex core which is under the influence of the basic swirling flow. Herewith, it is necessary to take into account that due to commensurate sizes of the vortex core and the jet, the impact on the core will be different owing to non-uniform distribution of speeds in the jet itself. On the basis of the

known formulas, the authors have deduced the improved theoretical dependence of the degree of flow swirl on the flow rate, the vortex core vibration frequency and structural parameters under the conditions of the consistency of swirling flow itself. The theoretical dependence shows that the degree of flow swirl is directly proportional to the precessing vortex core vibration frequency and inversely proportional to the square of mass flow rate. Thus, ensuring the consistency of the swirling flow with varying flow-rate requires the corresponding change of the swirl degree or the influence on the frequency of vibrations of the precessing vortex core. On the basis of the deduced theoretical dependences, the authors have developed and implemented in the computer programs the following calculations: the dependence of the coefficient of the flow swirl on the vortex core vibration frequency; the simulation of the precession of the vortex core in the swirling flow; the research of speed fluctuation in the swirling flow; speed fluctuation during the interaction of swirling jets.

Key words: the phenomenon of cavitation; precessing vortex core; frequency of vibrations; speed fluctuations; flow rate; improved dependence of the degree of fluid swirl.

Вступ

В багатьох країнах проводять інтенсивні роботи з удосконалення процесів видобування важких вуглеводнів і створюють нову техніку і технології її застосування нових фізичних явищ і ефектів. До таких явищ можна віднести і кавітацію.

Вирішенням багатьох задач щодо теоретичних основ і напрямків практичного використання пульсуючих пристроїв для інтенсифікації процесу нафтовіддачі пластів та руйнування порід при бурінні свердловин займалися академік РАН Ганієв Р. Ф. [1], Міщенко І.Т. [2], Ібрагімов Л.Х. [3], Іванников В.І. [4], Яремійчук Р.С. [5] та ін.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень з кавітації викладені в роботах М.І. Гуревича [6], А.Д. Перника [7], Л.А. Епштейна [8], В.М. Івченко [9], Г.В. Логвіновича [10], Г. Біркгоффа і Е. Сарантонелло [11, 12], В.В. Рождественского [13], Р. Кнеппа, Дж. Дейлі, Ф. Хемміта [14], Е. Джонсона [15]. Широке використання закручених потоків із зворотними струменями і з розвиненим прецесуючим вихровим ядром у кавітаторах та інших пристроях зумовило необхідність у більш глибокому дослідженні закручених потоків.

Метою роботи є виявлення уточненої залежності ступеня кручення потоку від об'ємної витрати і частоти прецесії вихрового ядра в області стійкої рівноваги закрученого струменя.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Дослідження таких вчених, як Федоткін І.М., Немчін О.Ф. [16] показали, що явище кавітації може з успіхом використовуватися для інтенсифікації технологічних процесів у різних галузях промисловості. Сургучовим М.Л., Кузнєцовим О.Л., Сімкіним Е.М. виконано лабораторні та промислові дослідження для встановлення дії акустичних коливань та гідродинамі-

чних імпульсних дій на привибійну зону з метою інтенсифікації видобутку нафти та попередження відкладання парафіну [17].

Широке використання закручених потоків із зворотними струменями і з розвиненим прецесуючим вихровим ядром у кавітаторах та інших пристроях зумовило необхідність у більш глибокому дослідженні закручених потоків.

Застосування ефектів кавітації в різних галузях промисловості базується на використанні сучасною наукою теорії закрученого потоку і описує рух рідини в центральній області струменю як обертання цілого (твердого) тіла, а в периферійній частині – як вільний вихор. При цьому для випадків слабого і сильного (із зворотними струменями) закручування потоку пропонуються дві різні системи рівнянь. Існування прецесуючого вихрового ядра (ПВЯ) (тобто джерела кавітації – відсутності суцільності середовища) в потоці робочої рідини передбачається за певних чисел Рейнольдса.

Описуючи рух вихрового ядра у вільному закрученому струмені рідини, необхідно врахувати, що згідно з експериментальними даними [18, 19] вихрове ядро може скручуватися по довжині струменю і здійснювати рух навколо осі струменя в зоні між областю зворотних потоків і приграничним зовнішнім шаром. Саме вихрове ядро в цьому випадку піддається впливу основного потоку, що обертається. При цьому необхідно врахувати: через співмірність розмірів вихрового ядра і струменя дія на ядро буде неоднаковою внаслідок нерівномірного розподілу швидкостей в самому струмені.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Теоретична залежність ступеня кручення потоку від витрати рідини, частоти коливань вихрового ядра і конструктивних параметрів в умовах стійкості самого закрученого потоку свідчить про те, що ступінь кручення потоку прямопропорційний частоті коливань прецесу-

ючого вихрового ядра і оберненопропорційний квадрату масової витрати рідини. Тобто забезпечення стійкості закрученого потоку при зміні витрати вимагає відповідної зміни ступеня кручення або впливу на частоту коливань прецесуючого вихрового ядра.

Формулювання цілей статті

Поставлена мета досягається шляхом теоретичного обґрунтування динаміки пульсуючих потоків робочої рідини та встановлення впливу витрати рідини на ступінь її кручення в гідродинамічному кавітаторі.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

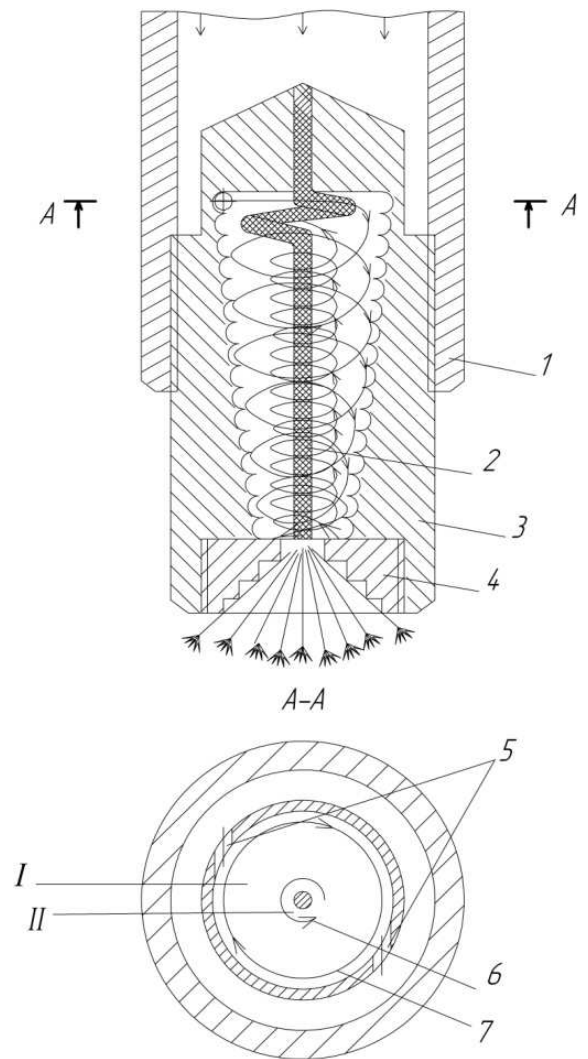
При описанні руху вихрового ядра у вільному закрученому струмені рідини необхідно врахувати, що згідно з експериментальними даними [20, 21] вихрове ядро може скручуватися по довжині струменю і здійснює рух навколо осі струменя в зоні між областю зворотних потоків і приграничним зовнішнім шаром (рис. 1). Саме вихрове ядро в цьому випадку піддається впливу основного закрученого потоку, при цьому необхідно врахувати, що через співмірність розмірів вихрового ядра і струменя дія на нього буде неоднаковою через нерівномірний розподіл швидкостей в самому струмені.

Оскільки положення вихрового ядра в різних перерізах струменя також залежатиме від зміни поля швидкостей по довжині струменя, то приймемо ряд умов:

- вісь вихрового ядра співпадає з віссю абсцис;
- потік, що обертається, має розвинену зону кавітації ($Re > 1,8 \cdot 10^4$);
- вихрове ядро знаходиться в області, обмеженій зовнішньою границею зони кавітації і приграничним шаром потоку, що обертається ($a \leq x \leq b$).

З урахуванням викладеного процес руху вихрового ядра можна математично описати по площинах, перпендикулярних аксіальному напрямку руху основного закрученого потоку. При цьому вісь координат буде розташована в геометричному центрі потоку (рис. 2).

Рух вихрового ядра потоку рідини, що обертається, в площині, описується трьома рівняннями [21]:



*I – зона між областю зворотних потоків;
II – зона зниженого тиску
1 – патрубок; 2 – пружинний стержень;
3 – корпус кавітатора; 4 – ступінчастий дифузор; 5 – вхідні тангенціальні канали;
6 – зворотний закручений потік; 7 – основний закручений потік*

Рисунок 1 – Схема руху закручених зворотних потоків гідродинамічному кавітаторі

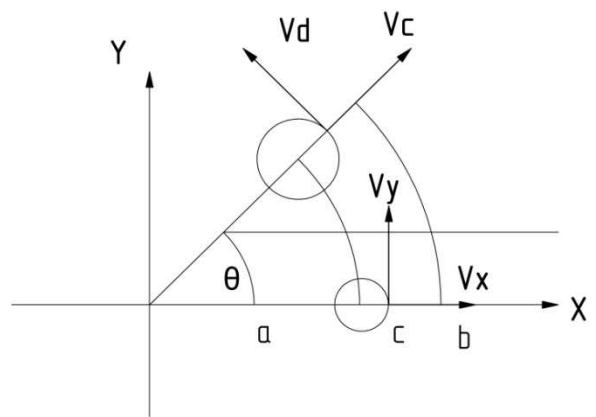


Рисунок 2 – Розташування вихрового ядра в закрученому потоці робочої рідини

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) =$$

$$= V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y}, \quad (1)$$

$$Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) =$$

$$= V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

де X – проекція прискорення масових сил на вісь X , м/с²;

Y – проекція прискорення масових сил на вісь Y , м/с²;

P – тиск, Па;

V_x, V_y – проекції швидкості на осі координат, м/с;

ν – кінематична в'язкість, м²/с;

ρ – густина, кг/м³;

x, y – координати, м.

Для отримання складових швидкості вихрового ядра з даної системи рівнянь (1-3) необхідно задати розподіл швидкостей основного (який набігає на вихрове ядро) потоку, що обертається, тиск у вихровому ядрі і початковий розподіл швидкостей у ньому.

Прийmemo в першому наближенні, що розподіл швидкостей основного закрученого потоку відповідає потенційному обертанню [20]:

$$W = \frac{C^I}{r} = \frac{C^I}{\sqrt{(x-x_a)^2 + y^2}}, \quad (4)$$

де C^I – постійна;

x, y – поточні координати, м;

x_a – відстань від центру струменя (початок координат) до границі області зворотних течій, м.

Тиск в самому вихровому ядрі визначається виразом [21]:

$$P = \rho \cdot \omega^2 \cdot \ln(\sqrt{(x-x_a)^2 + y^2}), \quad (5)$$

де ρ – густина робочої рідини, м³/кг;

ω – завихреність, що визначається як

$$\omega = 4 \cdot \pi \cdot \Omega, \quad (6)$$

де Ω – кутова швидкість, с⁻¹.

Приймаючи обертання вихрового ядра як одиночний вихор, можна записати в декартових координатах вираз для швидкості [22]:

$$V = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}}, \quad (7)$$

де x_c – відстань від центру потоку, що обертається, до центру прецесуючого вихрового ядра, м;

Γ – циркуляція швидкості вихрового ядра, яка визначається за наведеним в [21] виразом:

$$\Gamma = 2 \cdot \pi \cdot \Omega \cdot r^2 = 2 \cdot \pi \cdot \Omega \cdot ((x-x_c)^2 + y^2); \quad (8)$$

звідси швидкість є функцією координат і кутової швидкості:

$$V = \Omega \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}. \quad (9)$$

Для визначення проекцій прискорення масових сил в рівняннях руху (1-2) прийнято, що на вихрове ядро діє сила динамічного тиску і відцентрова сила [21]:

$$P = \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (10)$$

$$P = \rho \cdot W^2 \cdot (x-x_a). \quad (11)$$

Тоді, підставляючи вирази (4-11) в рівняння руху і нерозривності (1-3), шляхом перетворень відповідних функцій (постійні, які отримані в першому наближенні і приймалися рівними нулю) отримаємо наведену нижче систему диференціальних рівнянь:

$$\rho \cdot W^2 \cdot (x-x_a) -$$

$$- \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial(\rho(4 \cdot \pi \cdot \Omega)^2 \cdot \ln \sqrt{(x-x_a)^2 + y^2})}{\partial x} +$$

$$+ \nu \cdot \left(\frac{\partial^2(\Omega \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2})}{\partial x^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial^2(\Omega \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2})}{\partial y^2} \right) =$$

$$= (\Omega \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}) \cdot \frac{\partial V_x}{\partial x} +$$

$$+ (\Omega \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}) \cdot \frac{\partial V_x}{\partial y}, \quad (12)$$

$$\frac{\rho \cdot W^2}{2} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial(\rho(4 \cdot \pi \cdot \Omega)^2 \cdot \ln \sqrt{(x-x_a)^2 + y^2})}{\partial y} +$$

$$+ \nu \cdot \left(\frac{\partial^2(\Omega \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2})}{\partial x^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial^2(\Omega \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2})}{\partial y^2} \right) =$$

$$= (\Omega \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}) \cdot \frac{\partial V_y}{\partial x} +$$

$$+ (\Omega \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}) \cdot \frac{\partial V_y}{\partial y}, \quad (13)$$

$$\frac{\partial(\Omega \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2})}{\partial x} + \frac{\partial(\Omega \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2})}{\partial y} = 0, \quad (14)$$

де α – кут, утворений віссю потоку, що обертається, і центром вихрового ядра.

Для визначення відстані від центру закрученого потоку до межі області кавітації використаємо положення про перехід функції тиску через нуль (у зовнішній частині потоку тиск позитивний, а у внутрішній — негативний), відповідно, в точці x_a тиск буде рівний нулю. Тоді

$$\Delta P = \rho \cdot \omega^2 \cdot \ln(\sqrt{(x-x_a)^2 + y^2}) = 0, \quad (15)$$

але оскільки густина і завихреність більше нуля, то

$$\ln(\sqrt{(x-x_a)^2 + y^2}) = 0 \quad (16)$$

або

$$(x-x_a)^2 + y^2 = 1, \quad (17)$$

тобто визначення шуканої величини можливе при наданні поточних координат як неявної функції.

Виконуючи часткове диференціювання і дотримуючись подібності, після підстановки (10-11) в (13-14) отримаємо таку систему рівнянь:

$$\rho \cdot \frac{c^2 \cdot (x-x_a)}{(x-x_a)^2 + y^2} - \frac{(4 \cdot \pi \cdot \Omega)^2 \cdot (x-x_c)}{(x-x_a)^2 + y^2} + v \cdot \Omega \cdot \cos \alpha = \quad (18)$$

$$= (\Omega \cdot \cos \alpha)^2 \cdot (x-x_c) + \Omega^2 \cdot y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha,$$

$$\rho \cdot \frac{c^2}{2 \cdot ((x-x_a)^2 + y^2)} - \frac{(4 \cdot \pi \cdot \Omega)^2 \cdot y}{(x-x_a)^2 + y^2} + v \cdot \Omega \cdot \sin \alpha = \quad (19)$$

$$= (\Omega \cdot \sin \alpha)^2 \cdot y + \Omega^2 \cdot y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha,$$

$$\frac{\Omega \cdot \cos \alpha \cdot (x-x_c) + \Omega \cdot \sin \alpha \cdot (x-x_c)}{\sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}} = 0, \quad (20)$$

$$x^2 - 2 \cdot x \cdot x_a + x_a^2 + y^2 = 1. \quad (21)$$

У даній системі (18-21) необхідно задати поточні координати X і Y , константу C , густину середовища ρ і кінематичну в'язкість ν . При цьому невідомими є α – кут, утворений віссю потоку, що обертається, і центром вихрового ядра, Ω – кутова швидкість, x_a і x_c – відстань від початку координат за віссю X до межі кавітації і центру вихрового ядра відповідно. Це уможливило розв'язання цієї системи відносно вказаних величин.

Тоді з рівняння (21), задаючись значеннями поточних координат, можна визначити відстань від центру потоку, що обертається, до границі зони кавітації.

Щоб обчислити відстань до центру вихрового ядра можна використати рівняння нерозривності потоку, що має вигляд (20) для даного випадку. Прирівнюючи чисельник до нуля, після нескладних перетворень отримаємо залежність x_c від координати y , x і утвореного віссю потоку і вихрового ядра кута α :

$$x_c = y \cdot \operatorname{tg} \alpha + x. \quad (22)$$

Для визначення решти невідомих отримані рівняння (18-19) руху вихрового ядра в потенційному потоці, що обертається, були перетворені і набули такого вигляду:

$$\Omega^2 \cdot ((x-x_c) \cdot \cos \alpha - y \cdot \sin \alpha - \frac{(4 \cdot \pi)^2 \cdot y}{\sin \alpha \cdot ((x-x_c)^2 + y^2)}) - \Omega \cdot v + \quad (23)$$

$$+ \frac{\rho \cdot c^2}{2 \cdot \sin \alpha \cdot ((x-x_c)^2 + y^2)} = 0,$$

$$\Omega^2 \cdot (\cos \alpha \cdot (x-x_c) + y \cdot \sin \alpha +$$

$$+ \frac{(4 \cdot \pi)^2 \cdot (x-x_c)}{\cos \alpha \cdot ((x-x_c)^2 + y^2)}) - \Omega \cdot v - \quad (24)$$

$$- \frac{\rho \cdot c^2 \cdot (x-x_c)}{\cos \alpha \cdot ((x-x_c)^2 + y^2)} = 0.$$

З даних квадратних рівнянь відносно кутової швидкості і умови рівності коефіцієнтів при однакових ступенях, а також з врахуванням того, що відомо тільки значення x_a , отримаємо рівняння для визначення кута між осями струменя і вихрового ядра:

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(-\frac{1}{2 \cdot (x-x_a)}\right). \quad (25)$$

Кутова швидкість закрученого потоку визначається з виразу (23).

Для отримання числових значень скористаємось таким алгоритмом:

1) задаються значеннями x , y , c , ρ , ν ;

2) з рівняння (22) визначається відстань до границі зворотних потоків x_a ;

3) за наведеними раніше розрахунковим рівнянням визначаються α , Ω , x_c ;

4) розраховуються складові швидкості вихрового ядра за координатними осями і швидкістю обертання основного потоку (за формулою (4)):

$$V_x = \Omega \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}, \quad (26)$$

$$V_y = \Omega \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{(x-x_c)^2 + y^2}. \quad (27)$$

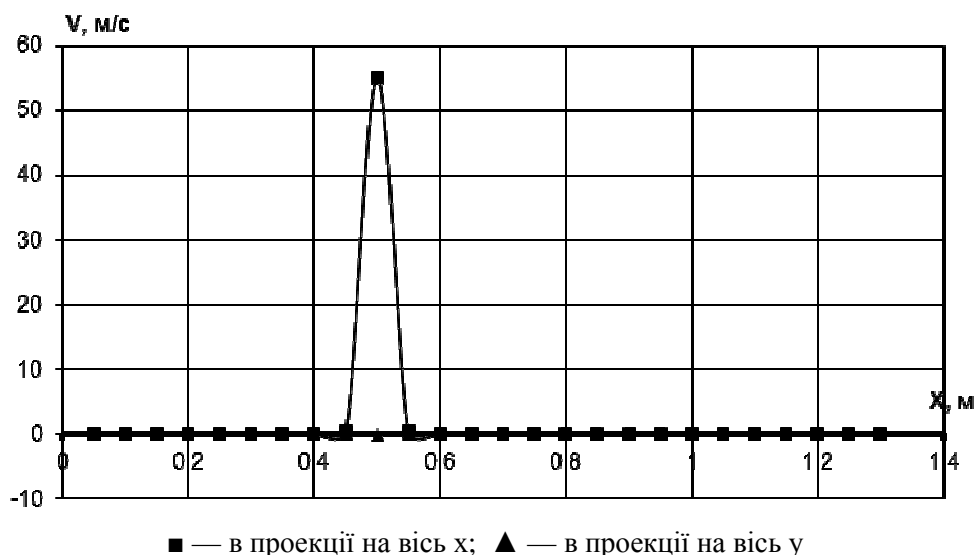


Рисунок 3 – Швидкість у вихровому ядрі в перетині потоку при $y=0,05$

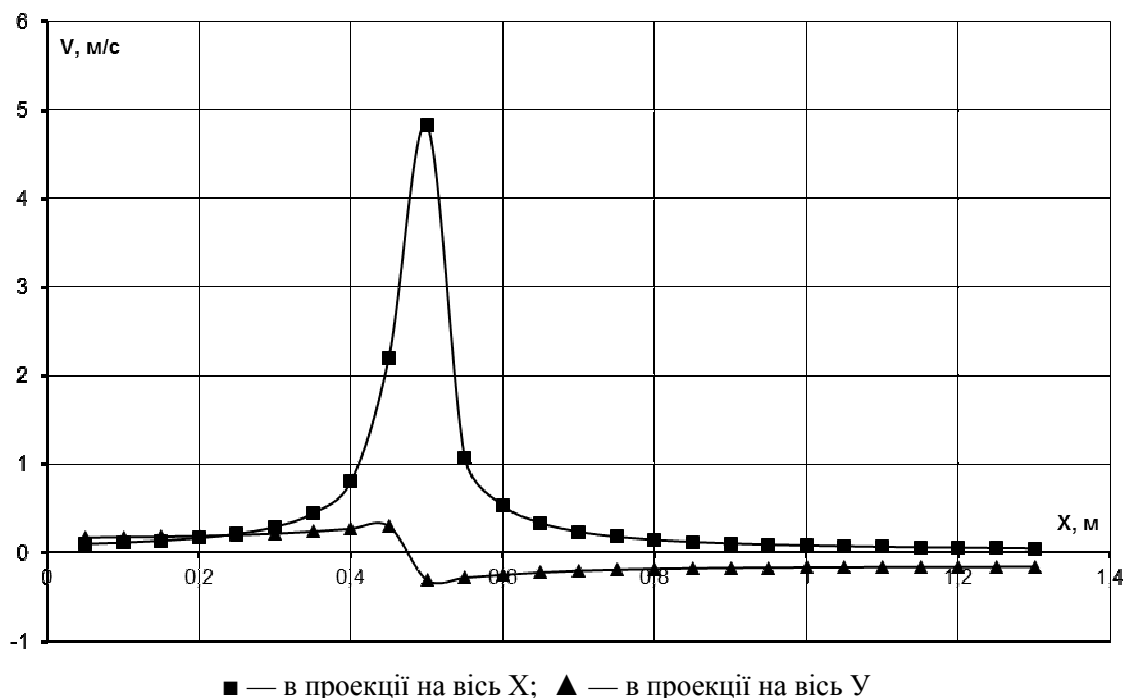


Рисунок 4 – Швидкість у вихровому ядрі в перерізі потоку при $y=0,25$

Отримані результати моделювання руху вихрового ядра в закрученому потоці з розвинутою зоною кавітації подаються у вигляді залежностей швидкості руху прецесуючого вихрового ядра від координати X (рис. 3-5), кутової швидкості обертання вихрового ядра від швидкості основного закрученого потоку (рис. 6-8), зміни положення центру вихрового ядра відносно границі кавітації основного закрученого потоку (рис. 9-10).

Аналіз отриманих залежностей швидкості у вихровому ядрі показав, що вихрове ядро розташовується безпосередньо поблизу зони кавітації і має максимум аксіальної швидкості (рис.

4), а у міру руху вихрового ядра відбувається зменшення аксіальної і збільшення тангенціальною складових швидкості. При цьому саме ядро збільшується за розміром (рис. 4-5). Проводчи аналогію з утворенням вихорів при обтіканні потоком робочої рідини твердих тіл маємо підстави припустити можливість подальшого його подрібнення на декілька вихрових ядер.

Аналіз рисунків 6-8 залежності кутової швидкості обертання вихрового ядра від швидкості основного закрученого потоку свідчить, що в міру руху вихрового ядра швидкість V істотно не впливає на кутову швидкість.

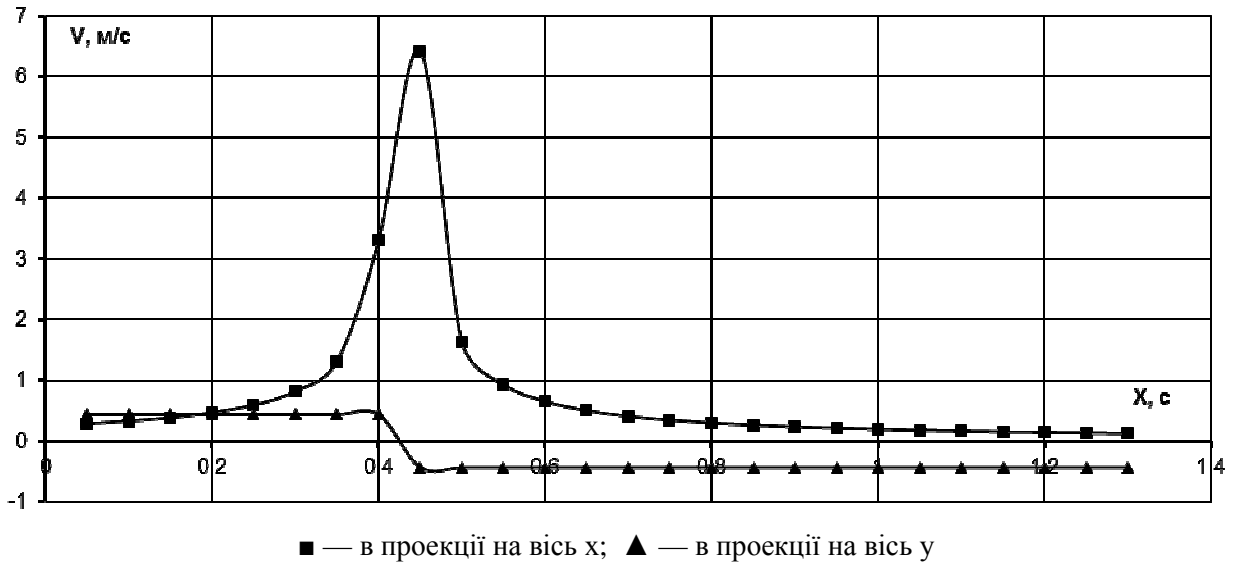


Рисунок 5 – Швидкість у вихровому ядрі в перерізі потоку при $y=0,5$

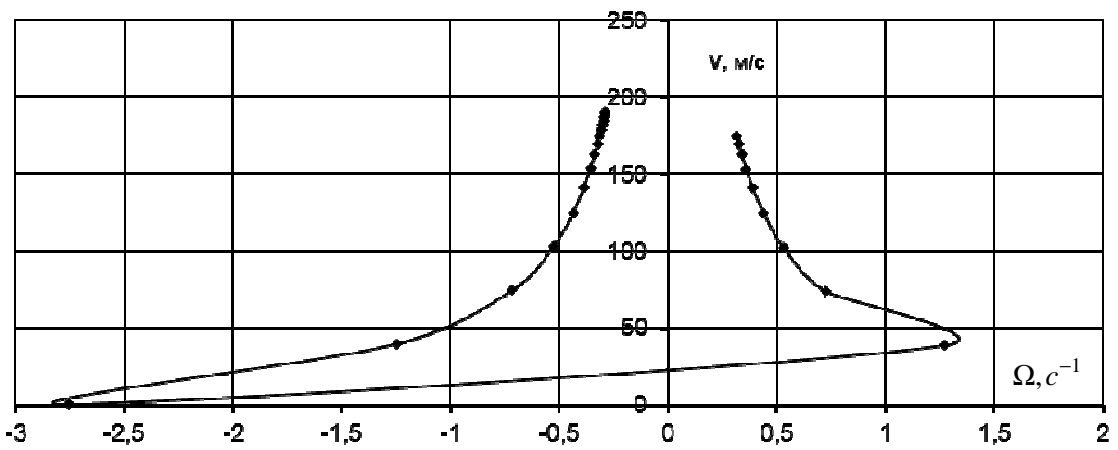


Рисунок 6 – Залежність кутової швидкості обертання вихрового ядра від швидкості потоку, що обертається, при $y=0,05$

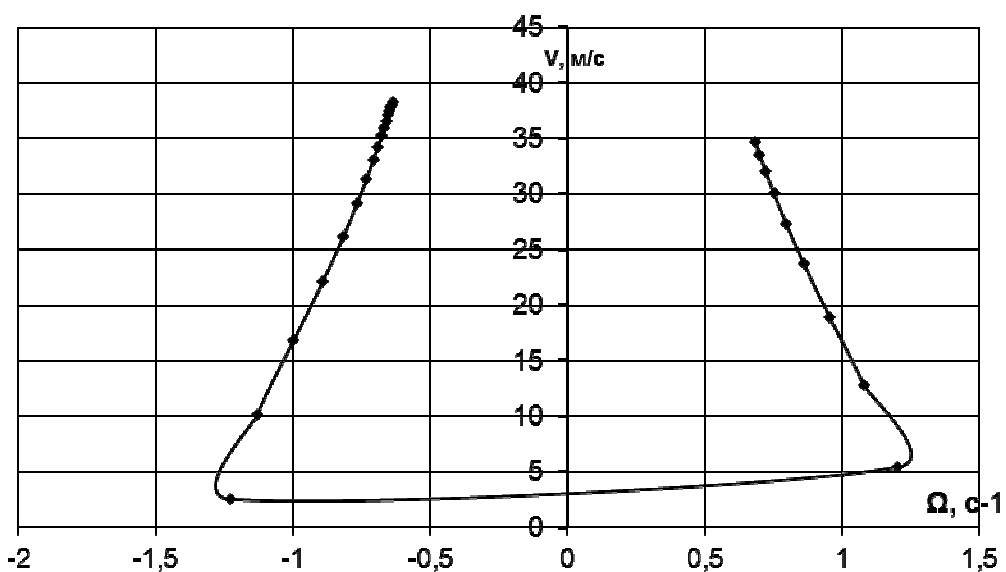


Рисунок 7 – Залежність кутової швидкості обертання вихрового ядра від швидкості потоку, що обертається, при $y=0,25$

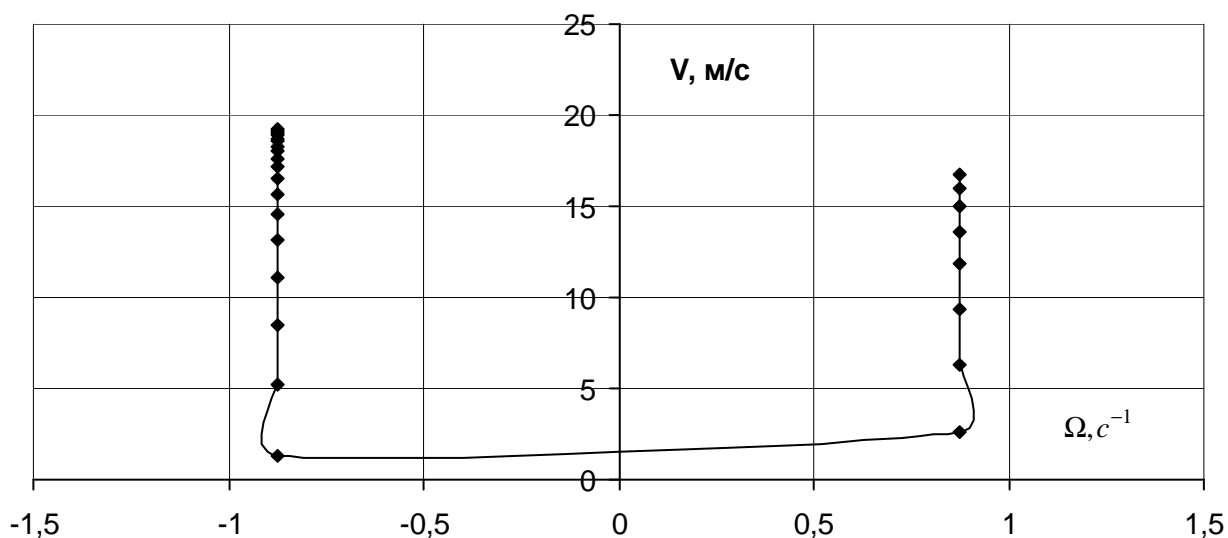


Рисунок 8 – Залежність кутової швидкості обертання вихрового ядра від швидкості закрученого потоку при $y=0,5$

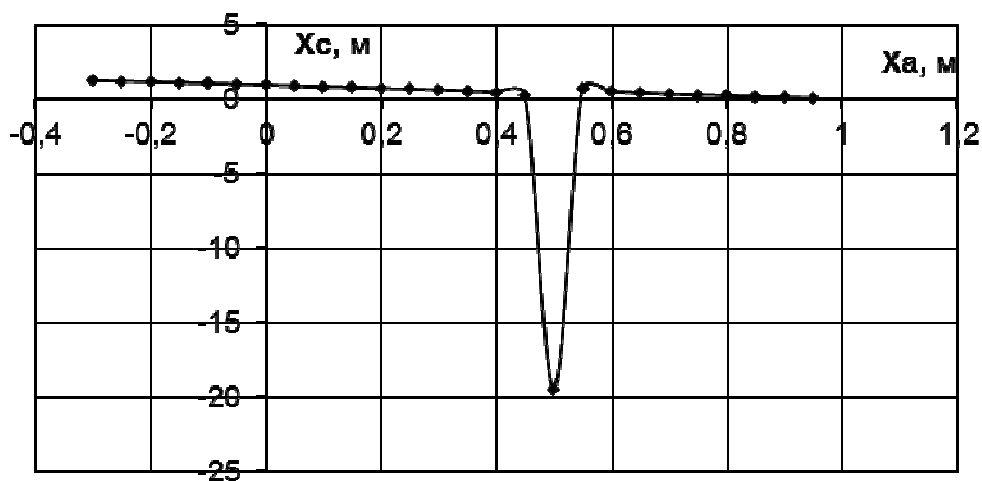


Рисунок 9 – Зміна положення центру вихрового ядра відносно границі зворотних потоків при $y=0,05$

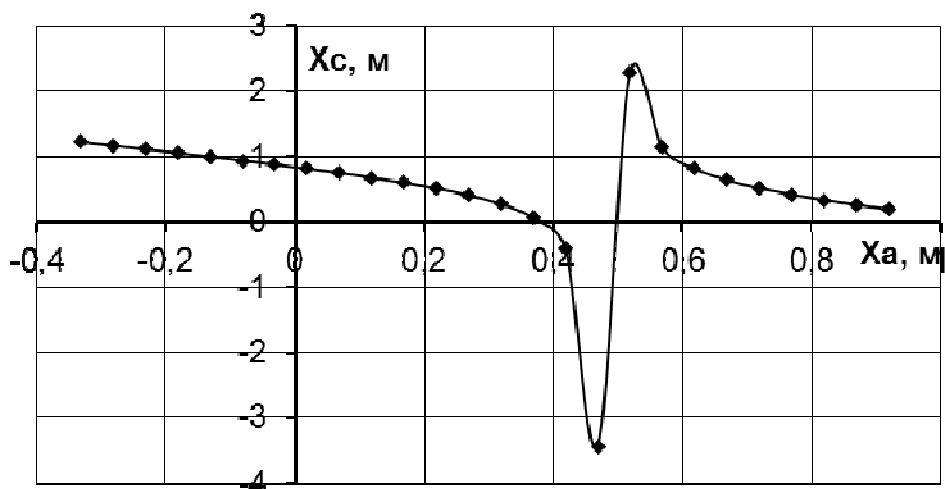


Рисунок 10 – Зміна положення центру вихрового ядра відносно границі зворотних потоків при $y=0,25-0,5$

Зміна положення центру вихрового ядра відносно границі кавітації (рис. 9-10) свідчить, що вихрове ядро розташовується практично на одній відстані від межі зворотних потоків (за винятком вузької області, де відбуваються його нутації, викликані, очевидно, коливаннями аксіальної швидкості вихрового ядра).

Відомі критерії стійкості закручених потоків визначають границі руйнування структури з появою області з низьким тиском в центральній частині закрученого потоку і виникнення прецесуючого вихрового ядра [22, 23]. Тобто за даними критеріями неможливо оцінити стійкість закрученого потоку при існуванні кавітації.

Для визначення умов стійкості закручених потоків при існуванні вихрового прецесуючого ядра використаємо спосіб розрахунку нестационарних періодичних течій. При цьому приймається припущення, що основний потік є стаціонарним. Додатково на потік накладаються нестационарні коливання вихрового ядра.

Виходячи з припущення, що основний вплив на стійкість закрученого потоку здійснюється вихровим прецесуючим ядром розв'язок поставленої задачі можливий при мінімізації амплітуди коливань останнього. Для цього розглянемо амплітуду коливань швидкості як функцію від осцилюючої складової u_1 , представлену у вигляді [23]:

$$A = U_1 \cdot \frac{\partial u_1}{\partial x} . \quad (28)$$

З урахуванням прийнятих раніше припущень і граничних умов отримано залежність амплітуди коливань швидкості від пульсацій вихрового ядра:

$$A = \Omega^2 x(1+L) \left(\sin(nt) - e^{-\frac{y}{\delta}} \sin\left(nt - \frac{y}{\delta}\right) \right) \times \left(\sin(nt) - e^{-\frac{y}{\delta}} \sin\left(nt - \frac{y}{\delta}\right) \right) \left(1+L - \frac{x^2 L}{2vt} \right), \quad (29)$$

де

$$L = e^{-x^2/4vt} . \quad (30)$$

Аналізуючи отриману залежність (30), бачимо, що амплітуда коливань дорівнюватиме нулю у разі виконанні однієї з умов K1, K2, K3:

$$1+L=0 ; \quad (31)$$

$$\sin(nt) - e^{-\frac{y}{\delta}} \sin\left(nt - \frac{y}{\delta}\right) = 0 ; \quad (32)$$

$$1+L - \frac{x^2 L}{2vt} = 0 . \quad (33)$$

Очевидно, що перша умова стабілізується, і в границі дорівнює одиниці (при необмеженому збільшенні часу).

Друга умова визначатиме зміну гармонічних коливань швидкості з плином часу. При цьому великий вплив на характер коливань чинить хвильове число n .

Третя умова також стабілізується з плином часу і прямує у границі до одиниці.

Отримані результати моделювання амплітуди швидкості в закрученому потоці у випадку розвиненої зони кавітації представлені у вигляді залежностей амплітуди і отриманих критеріїв від координат (рис. 11-14), від частоти коливань вихрового ядра (рис. 15-16), від часу (рис. 17-18), від хвильового числа (рис. 19-23), від коефіцієнта кінематичної в'язкості (рис. 24-25).

Розглядаючи зміну амплітуди коливань швидкості закрученого потоку і критеріїв (31-33) залежно від координат (рис.11-14), необхідно зазначити, що в поперечному напрямі спостерігається досягнення максимуму амплітуди в області розташування вихрового ядра. Це свідчить про обмеження розповсюдження поперечних хвиль, що створюються прецесуючим вихровим ядром. Водночас у повздовжньому напрямі, починаючи від границі зони кавітації і до зовнішнього приграничного закрученого потоку, амплітуда коливань швидкості збільшується, підтверджуючи експериментальні дані інших науковців [20]. Розгляд залежності критеріїв від координат вказує на їх стабілізацію поза зоною зворотних потоків як в повздовжньому, так і в поперечному напрямках.

Аналіз зміни амплітуди коливань швидкості потоку, що обертається, зі збільшенням частоти пульсацій вихрового ядра (рис. 16) свідчить, що основний внесок роблять низькочастотні пульсації, а критерії практично не змінюються зі збільшенням f (рис. 17), що підтверджує припущення про розпад вихрового ядра на декілька дрібніших з вищою частотою коливань.

Залежність амплітуди від часу (рис. 17) характеризується гармонійним характером, при цьому період коливань швидкості закрученого потоку рівний 60 с. Аналіз зміни критеріїв у часі (рис. 18-19) свідчить, що перший критерій дещо збільшується в часі, а третій критерій зменшується і стабілізується при $t=150$ с. Тобто основний вплив на характер зміни амплітуди чинить другий критерій (рис. 19), решта критеріїв його лише згладжують.

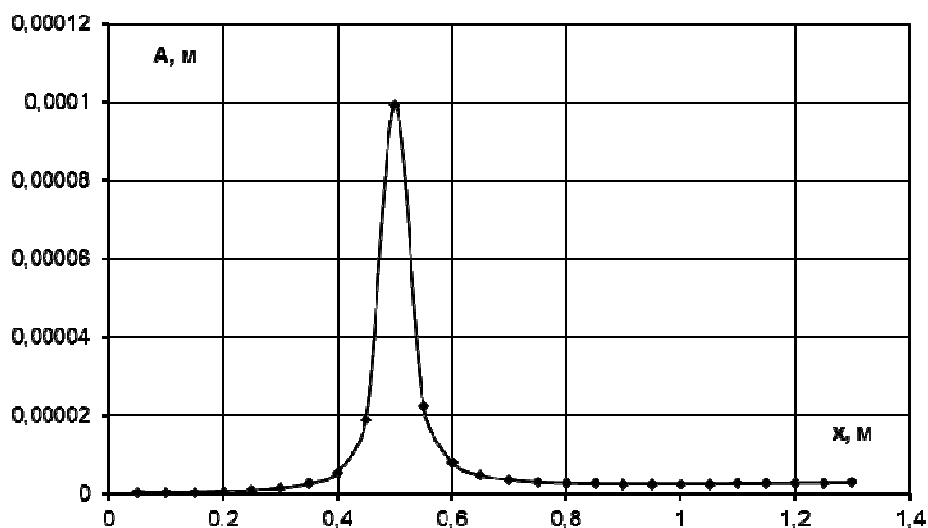
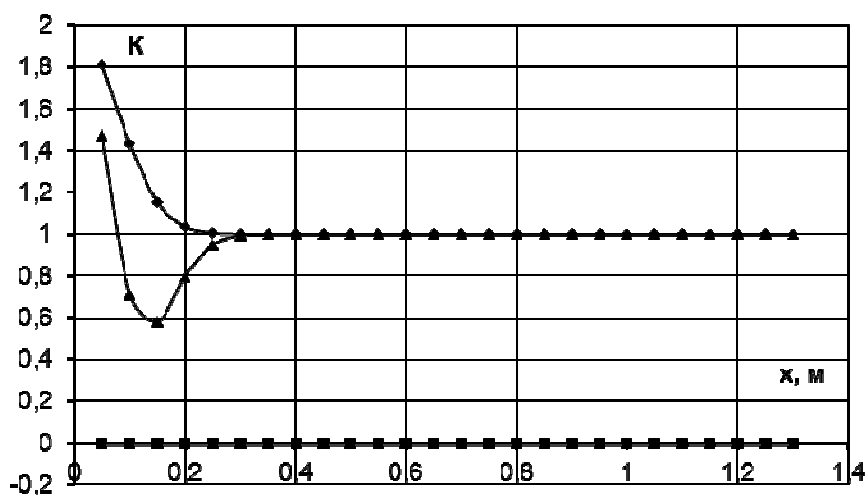


Рисунок 11 – Залежність амплітуди коливань швидкості в закрученому потоці від координати X



◆ - перший критерій; ■ — другий критерій; ▲ — третій критерій

Рисунок 12 – Залежність критеріїв від координати X

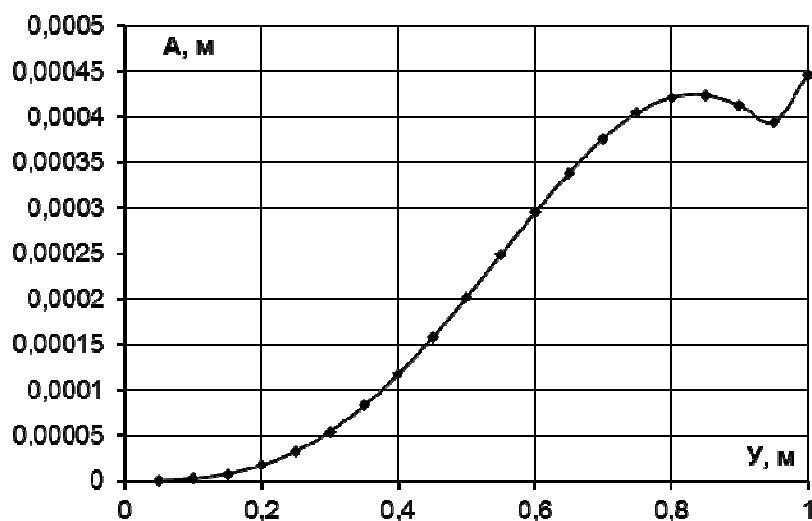
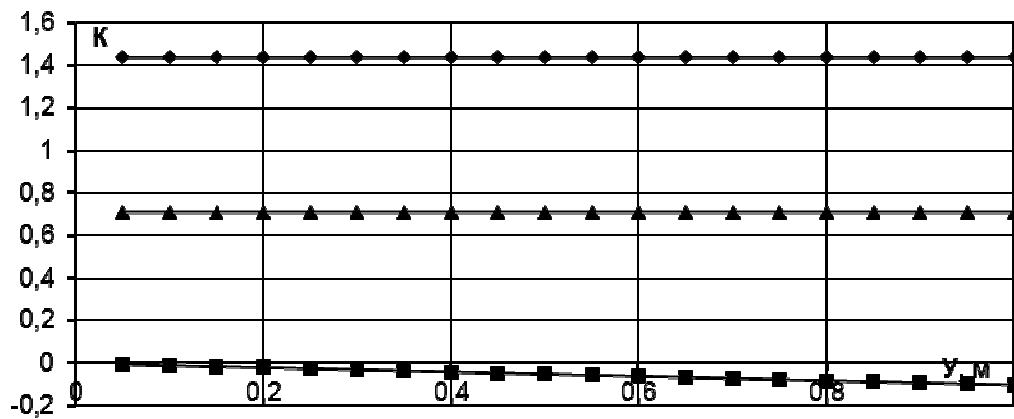


Рисунок 13 – Залежність амплітуди коливань швидкості в закрученому потоці від координати Y



◆ - перший критерій; ■ — другий критерій; ▲ — третій критерій

Рисунок 14 – Залежність критеріїв від координати Y

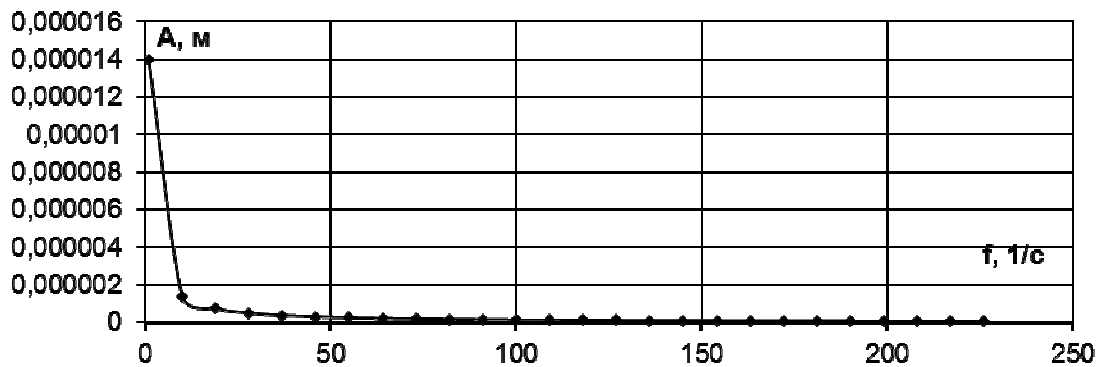
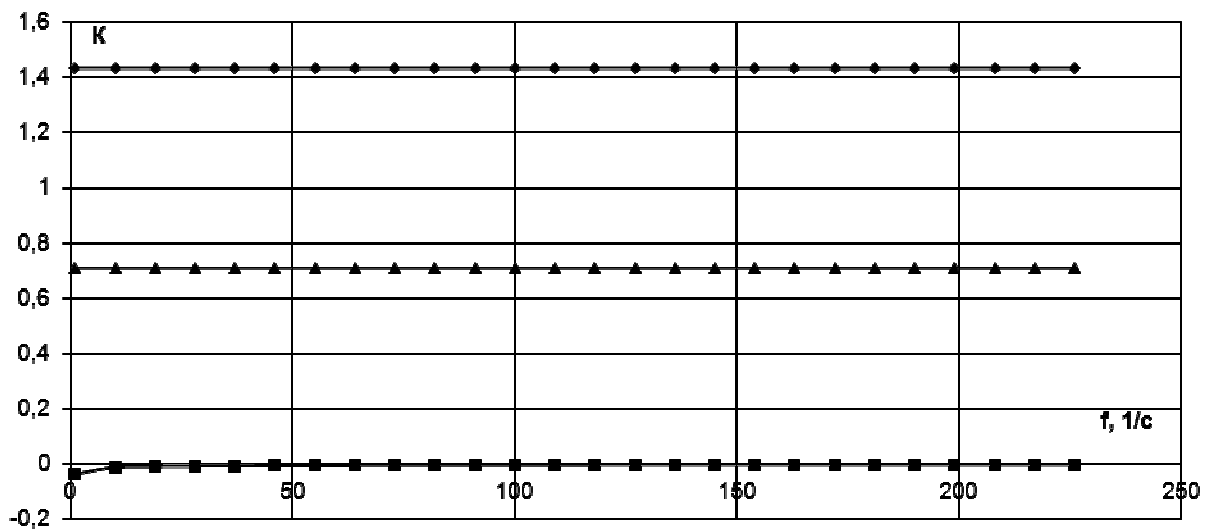


Рисунок 15 – Залежність амплітуди коливань швидкості в закрученому потоці від частоти коливань вихрового ядра



◆ - перший критерій; ■ — другий критерій; ▲ — третій критерій

Рисунок 16 – Залежність критеріїв від частоти коливань вихрового ядра

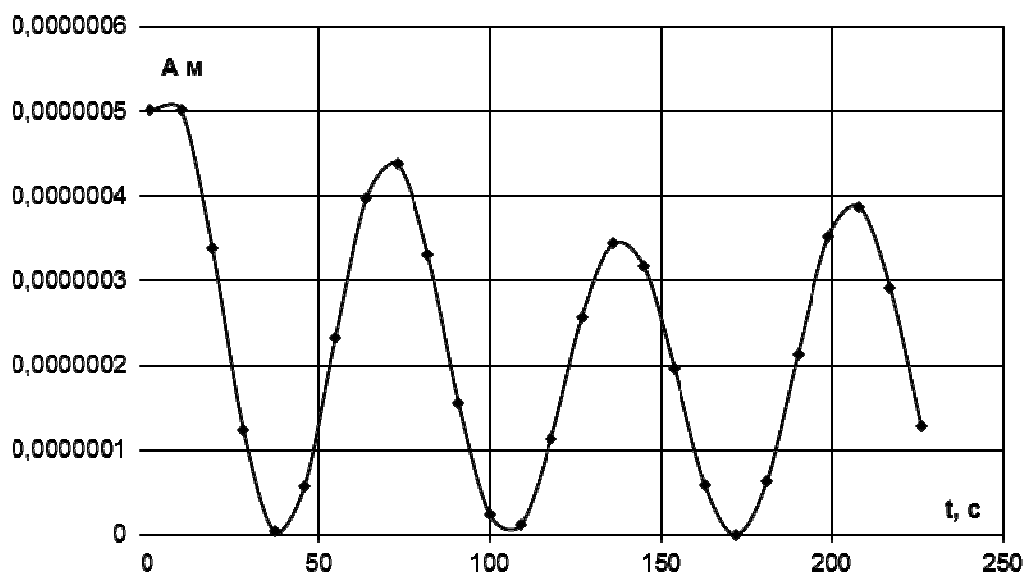
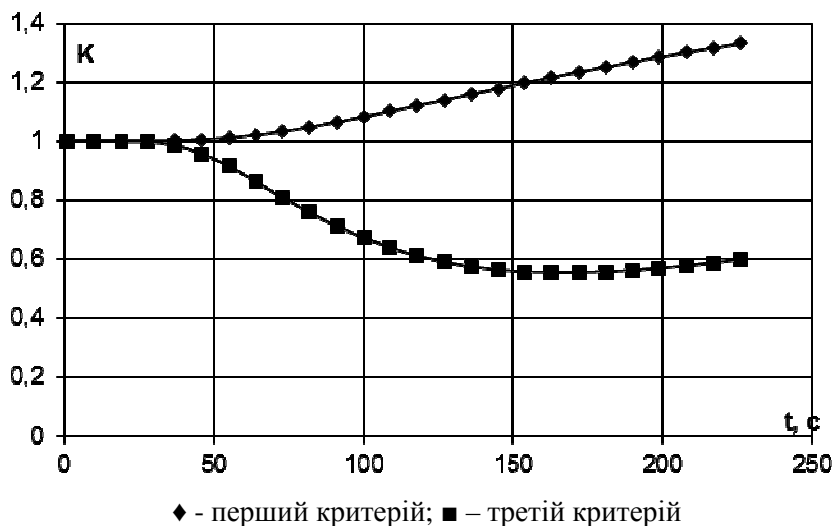


Рисунок 17 – Залежність амплітуди коливань швидкості в закрученому потоці від часу



◆ - перший критерій; ■ - третій критерій

Рисунок 18 – Залежність критеріїв від часу

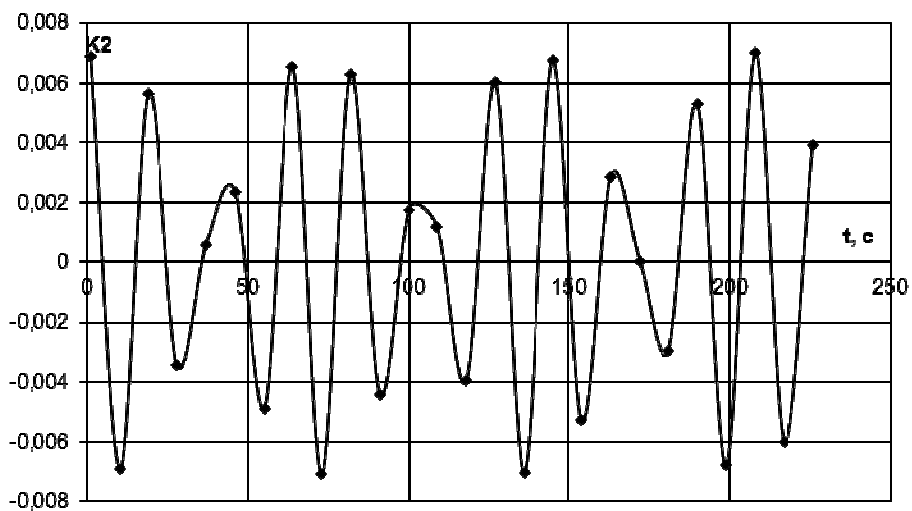


Рисунок 19 – Залежність другого критерію від часу

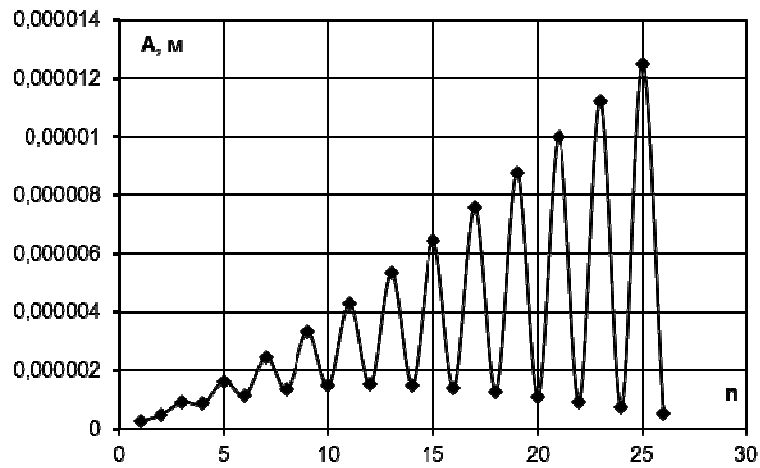


Рисунок 20 - Залежність амплітуди коливань швидкості в закрученому потоці від хвильового числа n

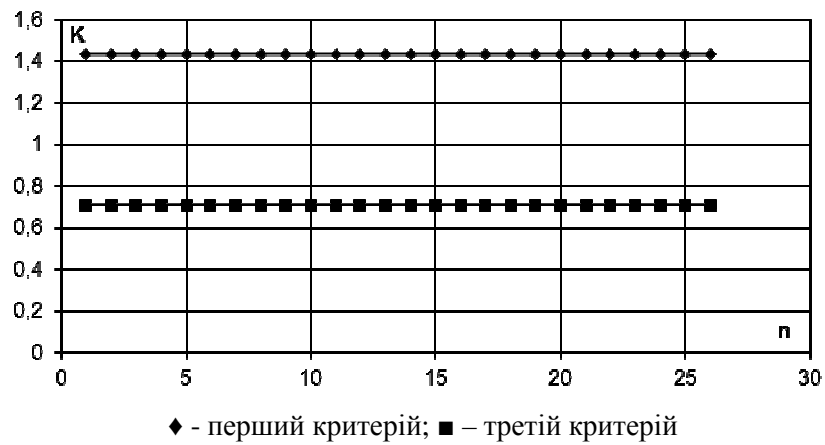


Рисунок 21 – Залежність критеріїв від числа n

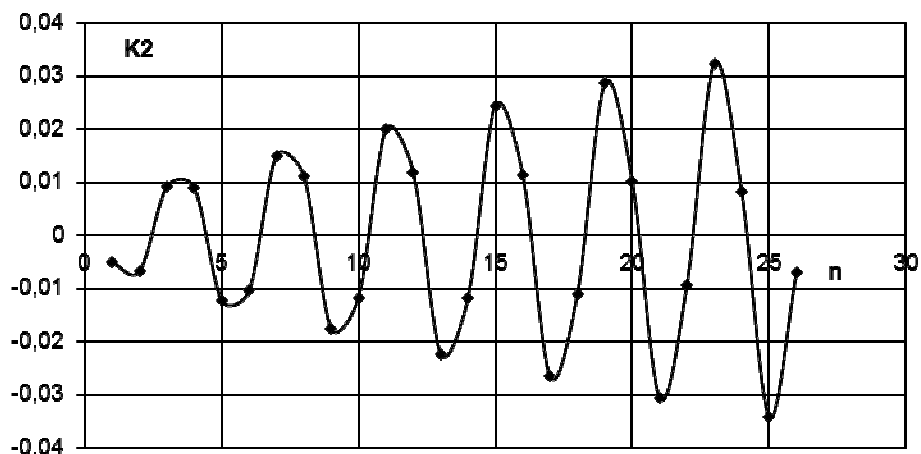


Рисунок 22 – Залежність другого критерію від хвильового числа n

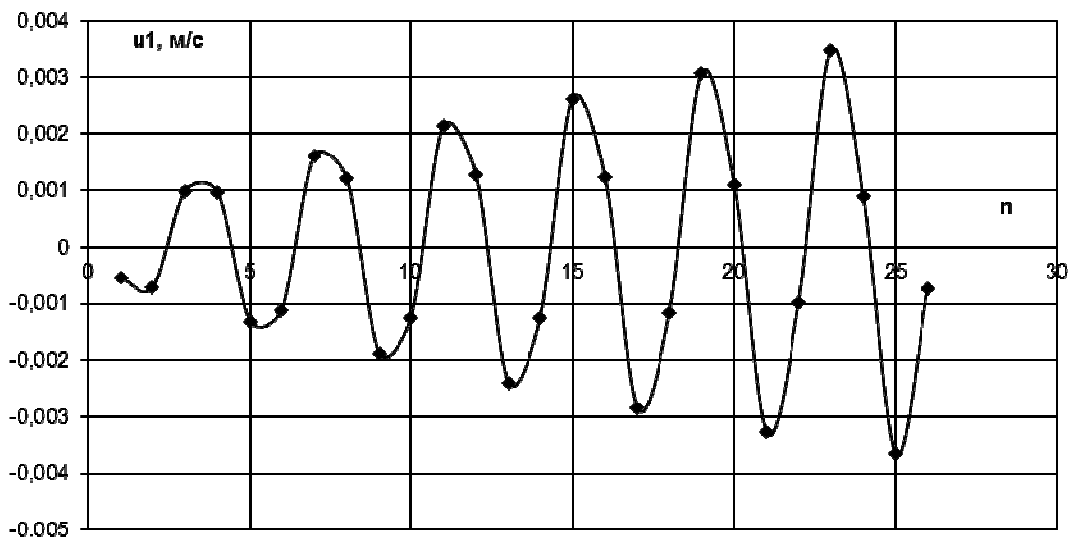


Рисунок 23 – Залежність осцилюючої швидкості u_1 від хвильового числа n

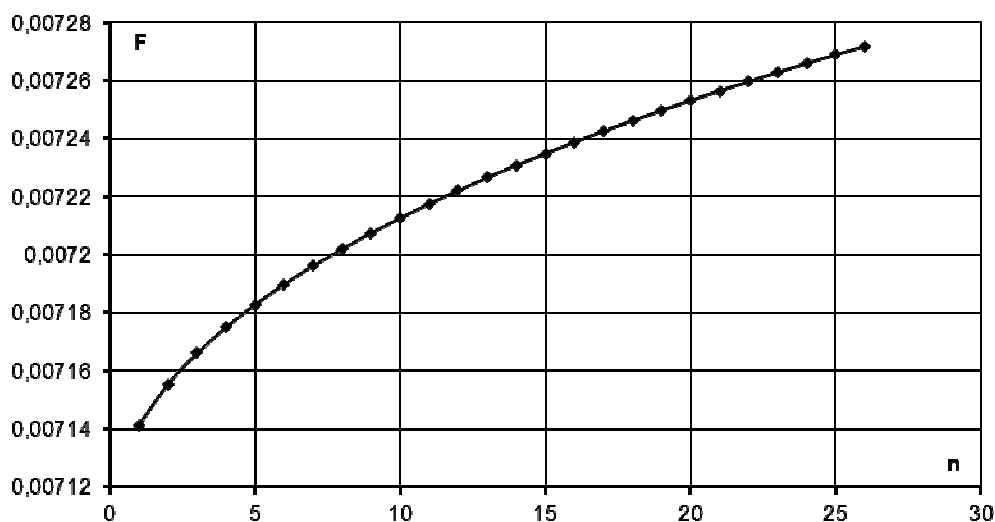


Рисунок 24 – Залежність сили F від хвильового числа n

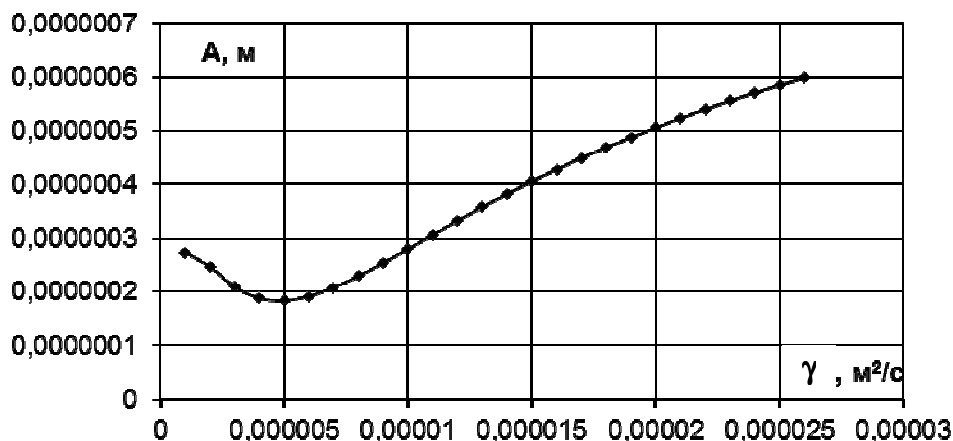


Рисунок 25 – Залежність амплітуди коливань швидкості в закрученому потоці від кінематичної в'язкості

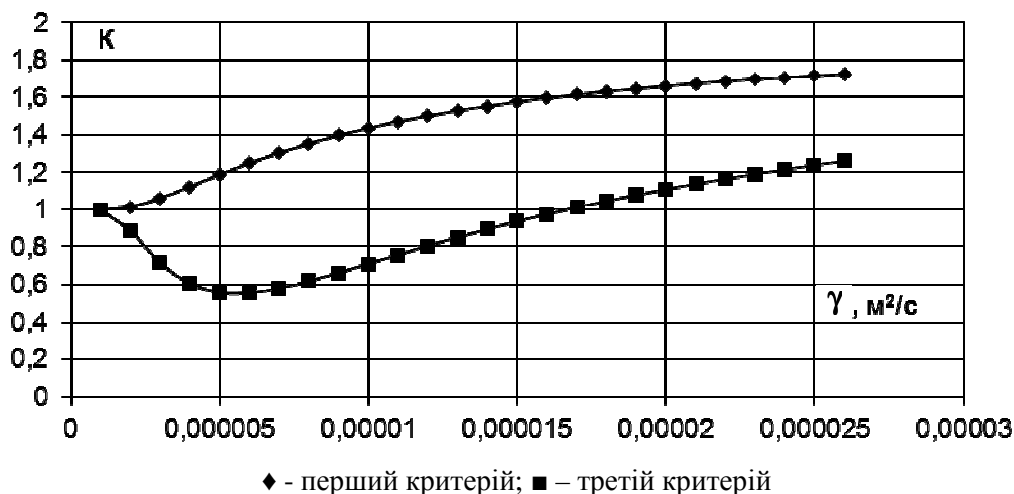


Рисунок 26 – Залежність критеріїв від кінематичної в'язкості

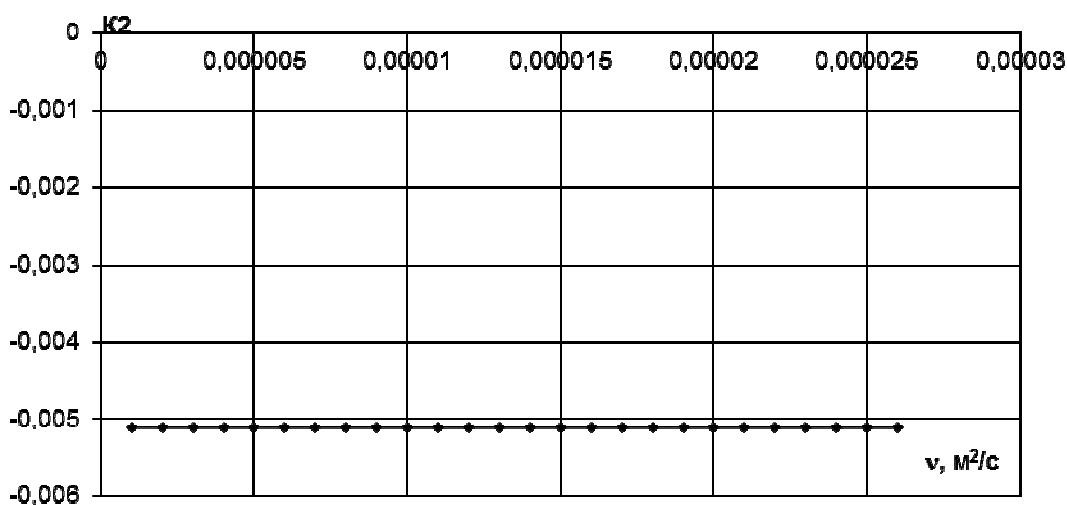


Рисунок 27 – Залежність другого критерію від кінематичної в'язкості

Аналіз залежності амплітуди коливань швидкості закрученого потоку, від хвильового числа (рис. 20) вказує на її гармонічний характер. При цьому збільшення числа n супроводжується збільшенням амплітуди коливань. Знаходження амплітуди в області позитивних значень пояснюється впливом першого і третього критеріїв, а гармонічний характер функції – впливом другого критерію (рис. 21-22).

Порівнюючи залежність осцилюючої швидкості вихрового ядра від хвильового числа (рис. 23) і характер зміни другого критерію (рис. 22), слід вказати на їх тотожність, а враховуючи, що на характер амплітуди коливань основний вплив чинить саме другий критерій, то можна зробити висновок про значний вплив вихрового ядра на стійкість закрученого потоку з розвиненою зоною кавітації.

Вплив кінематичної в'язкості на амплітуду коливань швидкості закрученого потоку (рис. 25) має двоякий характер – до величини $0,000005 \text{ m}^2/\text{c}$ амплітуда знижується, а потім

монотонно збільшується. При цьому подібність профілів графіків амплітуди і третього критерію (рис. 26) дає підстави зробити висновок про визначальний вплив останнього. Вплив кінематичної в'язкості на другий критерій (рис. 27) незначний.

У ході аналізу теоретичних даних і дослідження чинників, що впливають на стійкість вихрових структур, вивлено збільшення у міру руху розмірів вихрового ядра з подальшим його руйнуванням. У той же час відомо, що мінімальна кутова швидкість власного обертання твердого тіла, необхідна для стійкого його руху, визначається рівністю [23]:

$$\omega_{\min} = \frac{2}{I} \cdot \sqrt{P \cdot a \cdot A} \quad (34)$$

де P – сила Коріоліса;
 a – відстань від точки опори тіла, що обертається, до центру обертання, м;
 A – момент інерції відносно осі, перпендикулярної до осі власного обертання;

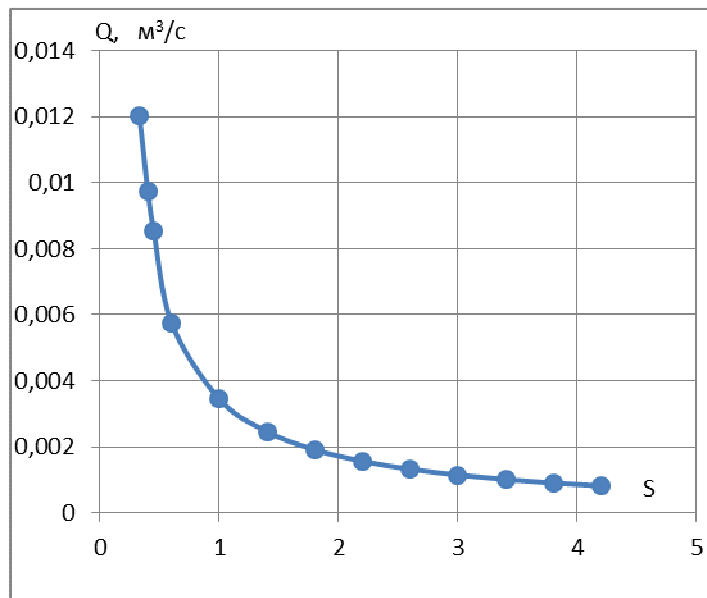


Рисунок 28 – Залежність витрати рідини від ступеня кручення

I – полярний момент інерції відносно центральної осі.

Враховуючи, що обертання вихрового ядра описується як обертання твердого тіла, а основні параметри ПВЯ визначені в [20] і містять коефіцієнт кручення, об'ємну витрату рідини, пов'язані з частотою коливань вихрового ядра:

– $\frac{fD_e^3}{Q}$ – приведена частота;

– $\frac{G_\theta D_e}{\rho Q^2}$ – приведений момент кількості руху;

– $\frac{\Delta P \cdot D_e^3}{G_\theta}$ – приведена інтенсивність пульсацій тиску.

Відтак можна отримати функцію ступеня кручення потоку в залежності від витрати і частоти коливань ПВЯ за умови стійкості потоку, що сам обертається.

Приймаючи точку опори за центр струменя і визначаючи момент інерції як момент інерції ПВЯ відносно осі, яка перпендикулярна осі його обертання і підставляючи значення P , a , A , I в рівняння (34) з урахуванням виразів для основних параметрів ПВЯ [20], отримаємо:

$$\omega_{\min} = \frac{2 \cdot a^2 \cdot f}{\sqrt{R \cdot L}} \quad (35)$$

Потік моменту кількості руху в осьовому напрямку в закрученому потоці визначається виразом, наведеним в [20]:

$$G_\theta = \frac{\pi}{2} \cdot \rho \cdot u_{mo} \cdot \omega_{mo} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^3 \quad (36)$$

Ступінь кручення в потоці згідно з [60]:

$$S = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{G_\theta \cdot d}{\rho \cdot Q^2} \quad (37)$$

Тоді, порівнюючи (36) до ω_{mo} у (37) і підставляючи у вираз (38), отримаємо уточнену залежність ступеня кручення потоку від об'ємної витрати і частоти прецесії вихрового ядра в області стійкої рівноваги закрученого струменя:

$$S = \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{d^4 \cdot f \cdot u_{mo} \cdot a^2}{Q^2 \cdot \sqrt{R \cdot L}} \quad (38)$$

де u_{mo} – максимальна осьова швидкість потоку, м/с;

f – частота ПВЯ, c^{-1} ;

d – діаметр вихідного отвору вихрової камери, м;

a – відстань від центру струменя до перерізу ПВЯ, м;

R – відстань за радіусом до центру ПВЯ, м;

L – довжина камери завихрення, м;

Q – об'ємна витрата робочої рідини, m^3/c .

Аналіз отриманої залежності свідчить, що ступінь кручення потоку прямопропорційний частоті коливань прецесуючого вихрового ядра і оберненопропорційний квадрату об'ємної витрати рідини, тобто забезпечення стійкості закрученого потоку при варіюванні витрати вимагає відповідної зміни ступеня кручення (рис. 28) або зміни частоти коливань ПВЯ.

За відомим ступенем кручення можна визначити витрату рідини, що, в свою чергу, дозволяє за допомогою табульованих значень або відомих номограм визначити тиск, який необхідно створити поверхневим насосним агрегатом щоб забезпечити кавітаційно-пульсаційні

Таблиця 1 – Значення ступеню кручення потоку при різних витратах робочої рідини

Витрата рідини, м ³ /с	0,001	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01
Ступінь кручення за фор. (37)	3,04	1,67	0,74	0,64	0,41	0,38
Ступінь кручення за фор. (38)	3,20	1,80	0,80	0,70	0,45	0,42

коливання на виході з вихрової камери, достатні для руйнування механічної структури високов'язкої нафти. Такі ж обчислення можна проводити і у зворотному напрямку, тобто за відомим значенням тиску, який створюється повертливим насосом, можна визначити ступінь кручення або витрату робочої рідини, що забезпечить зниження в'язкості нафти під час роботи гідродинамічного кавітатора у свердловинних умовах.

Отримані у ході розрахунку ступеня кручення за формулою (37) і уточненою формулою (38) результати зведені до таблиці 1.

Висновки

Широке використання закручених потоків із зворотними струменями і з розвиненим прецесуючим вихровим ядром у кавітаторах та інших пристроях зумовило необхідність більш глибокого дослідження закручених потоків.

Застосування ефектів кавітації в різних галузях промисловості базується на використанні сучасною наукою теорії закрученого потоку і описує рух рідини в центральній області струменю як обертання цілого (твердого) тіла, а периферійну частину – як вільний вихор. При цьому для випадків слабого і сильного (із зворотними струменями) закручування потоку пропонуються дві різні системи рівнянь. Існування прецесуючого вихрового ядра (тобто джерела кавітації як відсутності суцільності середовища) в потоці робочої рідини передбачається за певних чисел Рейнольдса.

Залежність ступеня кручення потоку від витрати рідини, частоти коливань вихрового ядра і конструктивних параметрів в умовах стійкості самого закрученого потоку показала, що ступінь кручення потоку прямопропорційний частоті коливань прецесуючого вихрового ядра і оберненопропорційний квадрату масової витрати рідини. Тобто забезпечення стійкості закрученого потоку при зміні витрати вимагає відповідної зміни ступеня кручення або впливу на частоту коливань прецесуючого вихрового ядра.

Значення ступеня кручення потоку будуть меншими при обчисленні за формулою (37), яка не враховує впливу частоти ПВЯ на колову швидкість потоку робочої рідини. А в реально-

му процесі відбувається взаємний вплив ПВЯ і швидкості руху робочої рідини, що призводить до збільшення значень ступеня кручення. Отримана уточнена залежність дає на 5-10 % точніші значення ступеня кручення.

Отримані умови рівноваги закрученого потоку в області існування розвиненої зони кавітації і прецесуючого вихрового ядра дозволяє визначити найбільш раціональні параметри роботи гідродинамічного кавітатора при варіюванні його продуктивності і способі стабілізації закрученого потоку. Ці параметри дозволяють застосовувати конструкцію гідродинамічного кавітатора у технологічній схемі при видобуванні високов'язких нафт струминними насосами. Синхронна робота кавітатора і насоса дає можливість суттєво знижувати в'язкість нафти на вході у всмоктувальну лінію струминного насоса.

Наукова новизна одержаних результатів

Одержано уточнену аналітичну залежність ступеня кручення потоку робочої рідини у кавітаторі від її витрати та частоти коливань вихрового ядра, які сприяють виникненню кавітаційно-пульсаційних коливань – основних чинників явища кавітації.

Література

1. Ганиев Р. Ф., Украинский Л. Е. Нелинейная волновая механика и технология. Волновые и колебательные явления в основе высоких технологий. Изд. 2-ое, доп. М.: Институт компьютерных исследований; Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика». 2011. 780 с.
2. Мищенко И. Т., Ибрагимов Л. Х. Разработка и внедрение технологии управляемого волнового воздействия на призабойную зону пласта. *Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России: тезисы докладов научно-технической конференции*. М. 1994. С. 25 – 31.
3. Ибрагимов Л. Х. Интенсификация добычи нефти с применением генераторов турбулентных струй и адиабатных двухфазных потоков. *Нефтепромысловое дело*. 1996. № 6. С. 17 – 22.

4. Иванников В.И., Иванников И.В. Кавитация и возможности ее применения при бурении, освоении и эксплуатации скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2002. № 12. С. 5 – 11.

5. Яремійчук Р.С., Фем'як Я.М., Якимечко Я.Я. Руйнування гірських порід при кавітаційному бурінні свердловин. *Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ "Секція ГНПФ та ФНГП"*. Івано-Франківськ. 1999. С. 111–112.

6. Гуревич М.И. Теория струй идеальной жидкости. М.: Наука, 1979. 536 с.

7. Перник А.Д. Проблемы кавитации. Л.: Судостроение, 1966. 439 с.

8. Эпштейн Л.А. Методы теории размерности и подобия в задачах гидродинамики судов. Л.: Судостроение, 1970. 206 с.

9. Ивченко В.М. Нестационарные задачи гидромеханики суперкавитирующих тел. *Гидроаэродинамика несущих поверхностей*. Киев: Наукова думка, 1966. С. 230-246.

10. Логвинович Г.В. Гидродинамика течений со свободными границами. Киев: Наук. думка, 1969. 208 с.

11. Биркгоф Г. Математический анализ кавитации. Неустановившеся течение воды с большими скоростями. М.: Наука, 1973. С. 19-38.

12. Биркгоф Г., Сарантонелло Э. Струи, следы, каверны. М.: Мир, 1964. 457 с.

13. Рождественский В.В. Кавитация. Л.: Судостроение, 1977. 248 с.

14. Кавитация / Кнепп Р., Дейли Дж., Хеммит Ф. М.: Мир, 1974. 678 с.

15. Джонсон Э. Экспериментальное исследование кавитационных течений. Неустановившеся течение воды с большими скоростями. М.: Наука, 1973. С. 59-84.

16. Федоткин И.М., Немчин А.Ф. Использование кавитации в технологических процессах. К.: Вища школа, 1984. 68 с.

17. Вахитов Г.Г., Симкин Э.М. Использование физических полей для извлечения нефти из пластов. М.: Недра. 1985. 231 с.

18. Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки. пер. с англ. М.: Мир, 1987. 588 с.

19. Теория турбулентных струй / Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Крашеников С.Ю. [и др.]; изд-е 2-е перераб. и доп. М.: Наука, 1984. 717 с.

20. Зайцев О.Н. Теоретические исследования устойчивости закрученных потоков при прецессии вихревого ядра. *Вісник ОДАБА*. 2002. №8. С. 68-71.

21. Зайцев О.Н. Исследование прецессии вихревого ядра в закрученном потоке газа. *Химия, химическая технология и экология*. 2002. №2. Т. 2. С.43-46.

22. Зайцев О.Н. Влияние степени крутки на устойчивость структуры закрученного потока в теплогенерирующих установках. *Управління ефективним енерговикористанням: матеріали 5-ої міжнародної наук.-практ. конф.* Одеса: Головне управл. ЖКГЕЕ. 2003. С.73-75.

23. Антонов А.Н., Купцов В.М., Комаров В.В. Пульсации давления при струйных и открытых течениях. М.: Машиностроение, 1990. 272 с.

References

1. Ganiev R. F., Ukrainskij L. E., Ganiev R. F. Nelinejnaya volnovaya mehanika i tehnologiya. Volnovye i kolebatelnye yavleniya v osnove vysokih tehnologij. M.: Institut kompyuternyh issledovanij; Nauchno-izdatelskij centr «Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika». 2011. 780 p. [in Russian].

2. Mishenko I. T., Ibragimov L. H. Razrabotka i vnedrenie tehnologii upravlyаемого volnovogo vozdejstviya na prizabojnuyu zonu plasta. *Aktualnye problemy sostoyaniya i razvitiya neftegazovogo kompleksa Rossii: tezisy dokladov nauchno-tehnicheskoy konferencii*. M. 1994. P. 25-31. [in Russian].

3. Ibragimov L. H. Intensifikaciya dobychi nefti s primeneniem generatorov turbulentnyh struj i adiabatnyh dvuhfaznyh potokov. *Neftepromyslovoe delo*. 1996. №6. P. 17–22. [in Russian].

4. Ivannikov V.I., Ivannikov I.V. Kavitaciya i vozmozhnosti ee primeneniya pri burenii, osvoenii i ekspluatatsii skvazhin. *Stroitelstvo neftyanyh i gazovyh skvazhin na sushe i na more*. 2002. No 12. P. 5 – 11. [in Russian].

5. Yaremijchuk R.S. Femiyak Ya.M., Yakimechko Ya.Ya. Rujnuvannya girskih porid pri kavitacijnomu burinni sverdlovin. *Tezi naukovotekhnichnoyi konferenciyi profesorsko-vikladackogo skladu IFNTUNG "Sekciya GNPF ta FNGP"*. Ivano-Frankivsk. 1999. P. 111–112. [in Ukrainian].

6. Gurevich M.I. Teoriya struj idealnoj zhidkosti. M.: Nauka, 1979. 536 p. [in Russian].

7. Pernik A.D. Problemy kavitacii. L.: Sudostroenie, 1966. 439 p. [in Russian].

8. Epshtejn L.A. Metody teorii razmernosti i podobiya v zadachah gidrodinamiki sudov. L.: Sudostroenie, 1970. 206 p. [in Russian].

9. Ivchenko V.M. Nestacionarnye zadachi gidromehaniki superkavitiruyushih tel. *Gidroaerodinamika nesushih poverhnostej*. Kiev: Naukova dumka, 1966. P. 230-246. [in Russian].

10. Logvinovich G.V. *Gidrodinamika techenij so svobodnymi granicami*. Kiev: Nauk, dumka, 1969. 208 p. [in Russian].
11. Birkhof G. *Matematicheskij analiz kavitacii. Neustanovivsheesya techenie vody s bolshimi skorostyami*. M.: Nauka, 1973. P. 19-38. [in Russian].
12. Birkhof G., Sarantonello E. *Strui, sledy, kaverny*. M.: Mir, 1964. 457 p. [in Russian].
13. Rozhdestvenskij V.V. *Kavitaciya*. L.: Sudostroenie, 1977. 248 p. [in Russian].
14. Knepp R., Dejl Dzh., Hemmit F. M. *Kavitaciya*. M.: Mir, 1974. 678 p. [in Russian].
15. Dzhonson E. *Eksperymentalnoe issledovanie kavitacionnyh techenij. Neustanovivsheesya techenie vody s bolshimi skorostyami*. M.: Nauka, 1973. P. 59-84. [in Russian].
16. Fedotkin I.M., Nemchin A.F. *Ispolzovanie kavitacii v tehnologicheskikh processah*. K.: Vishcha shkola, 1984. 68 p. [in Russian].
17. Vahitov G.G., Simkin E.M. *Ispolzovanie fizicheskikh polej dlya izvlecheniya nefi iz plastov*. M.: Nedra. 1985. 231p. [in Russian]
18. Gupta A., Lilli D., Sajred N. *Zakruchennye potoki*. M.: Mir, 1987. 588 p. [in Russian]
19. *Teoriya turbulentnyh struj* / [Abramovich G.N., Girshovich T.A., Krashennikov S.Yu. i dr.]. M.: Nauka, 1984. 717 p. [in Russian]
20. Zajcev O.N. *Teoreticheskie issledovaniya ustojchivosti zakruchennyh potokov pri precessii vihrevogo yadra*. *Visnik ODABA*. 2002. No 8. P. 68-71. [in Russian]
21. Zajcev O.N. *Issledovanie precessii vihrevogo yadra v zakruchennom potoke gaza*. *Himiya, himicheskaya tehnologiya i ekologiya*. 2002. No2. T. 2. P.43-46. [in Russian]
22. Zajcev O.N. *Vliyanie stepeni krutki na ustojchivost struktury zakruchennogo potoka v teplogeneriruyushih ustanovkah*. *Upravlinnya effektivnim energovikoristannyam: materialy 5-oyi mizhnarodnoyi nauk.-prakt. konf.*, Odesa: Golovne upravl. ZhKGEE. 2003. P.73-75. [in Russian]
23. Antonov A.N., Kupcov V.M., Komarov V.V. *Pulsacii davleniya pri strujnyh i otryvnyh techeniyah*. M.: Mashinostroenie, 1990. 272 p. [in Russian]

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИЗНАЧАЛЬНИХ ЧИННИКІВ НА ПАРАМЕТРИ ГАЗЛІФТНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБВОДНЕНИХ ГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН

Р. М. Кондрат, О. Р. Кондрат, Л. І. Хайдарова*, Н. М. Гедзик

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел./факс (03422) 42195,
e-mail: rengr@nung.edu.ua, lilya.matiishun@gmail.com

Розробка газових покладів на завершальній стадії переважно ускладнюється обводненням видобувних свердловин. З появою води у пластовій продукції знижується дебіт газу. Робота свердловин поступово стає нестабільною, періодичною з подальшим припиненням природного фонтанування. Охарактеризовано способи експлуатації обводнених газових свердловин. Обґрунтовано застосування газліфтного способу експлуатації обводнених газових свердловин на виснажених газових родовищах. Виконано дослідження впливу діаметру насосно-компресорних труб, гирлового тиску та водного фактору на параметри газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин. Дослідження виконано за запропонованою авторами удосконаленою методикою і за програмою PipeSim для умов гіпотетичної (модельної) свердловини. Результати досліджень представлені у вигляді графічних залежностей дебіту пластового газу, мінімально необхідного дебіту газу для винесення рідини з вибою свердловини на поверхню, витрати газліфтного газу і вибійного тиску від гирлового тиску, діаметру насосно-компресорних труб і водного фактору. З використанням результатів досліджень можна вибрати раціональний діаметр колони насосно-компресорних труб та оцінити значення дебіту пластового газу і витрати газліфтного газу для різних значень водного фактору і гирлового тиску.

Ключові слова: свердловина, експлуатація, обводнення, дебіт газу, витрата газліфтного газу, водний фактор, гирловий тиск.

Разработка газовых залежей на завершающей стадии обычно осложняется обводнением добывающих скважин. С появлением воды у пластовой продукции уменьшается дебит газа. Работа скважин постепенно становится нестабильной, периодической с последующим прекращением природного фонтанирования. Охарактеризованы способы эксплуатации обводненных скважин. Обосновано применение газлифтного способа эксплуатации обводненных газовых скважин на истощенных газовых месторождениях. Выполнено исследование влияния диаметра насосно-компрессорных труб, устьевого давления и водного фактора на параметры газлифтной эксплуатации обводненных скважин. Исследования выполнены с использованием предложенной авторами усовершенствованной методики и программы PipeSim для условной гипотетической (модельной) скважины. Результаты исследований представлены в виде графических зависимостей дебита пластового газа, минимально необходимого дебита газа для вынесения жидкости с забоя скважины на поверхность, расходы газлифтного газа и забойного давления от устьевого давления, диаметра насосно-компрессорных труб и водного фактора. С использованием результатов исследований можно выбрать оптимальный диаметр колонны насосно-компрессорных труб и оценить значение дебита пластового газа и расходы газлифтного газа для различных значений водного фактора и устьевого давления.

Ключевые слова: скважина, эксплуатация, обводнение, дебит газа, расход газлифтного газа, водный фактор, устьевое давление.

The development of gas deposits at the final stage is usually complicated by watering production wells. With the advent of water in the formation product, the gas production rate decreases due to the decrease in the gas-saturated thickness of the reservoirs and the increase in pressure loss during movement of the liquid-gas mixture in the wellbore and flow lines as compared to the movement of gas only. Well operation is gradually becoming unstable, periodic with the subsequent cessation of natural flowing. The methods of operation of flooded wells are characterized. The use of the gas-lift method for the operation of flooded gas wells in depleted gas fields is justified. The effect of tubing diameter, wellhead pressure and water factor on the parameters of gas-lift operation of flooded wells is investigated. The research is carried out using the improved technique proposed by the authors and the PipeSim program for hypothetical (simulated) well conditions. The studies performed are presented in the form of graphical dependences of the production rate of reservoir gas, the minimum required gas production rate for the liquid to be taken from the bottom of the well to the surface, lift gas flow rate and bottomhole pressure on wellhead pressure, diameter of tubing and water factor. The research results indicate a significant coincidence of the values of the calculated parameters of the gas-lift operation of the watered well according to the proposed methods and the PipeSim program. Using the research results, it is possible to select the optimal diameter of the tubing string and evaluate the value of formation gas flow rate and gas-lift flow rates for various values of water factor and wellhead pressure.

Key words: well, operation, watering, gas flow rate, lift gas flow rate, water factor, wellhead pressure.

Постановка проблеми дослідження

Завершальна стадія розробки газових покладів переважно ускладнюється обводненням видобувних свердловин. На виснажених покладах поява води у пластовій продукції сприяє зниженню дебіту газу через зменшення газонасиченої товщини пластів і зростання втрат тиску під час руху у стовбурі і викидних лініях свердловин газорідинної суміші порівняно з рухом тільки газу. У міру виснаження пластової енергії і зростання водного фактору робота свердловин стає нестабільною, періодичною з подальшим припиненням природного фонтанування.

В умовах значного обводнення газових свердловин надзвичайно важливим є своєчасна боротьба з накопиченням рідини на вибої, повне видалення якої дозволить підвищити дебіти та стабілізувати роботу обводнених свердловин. На завершальній стадії розробки покладів в умовах виснаження пластової енергії і високого вмісту рідини у пластовій продукції застосовують механізовані способи експлуатації обводнених газових свердловин (плунжерний ліфт, газліфт, свердловинні насоси). Механізовані способи, як правило, застосовують тоді, коли інші способи не дають змоги досягти бажаного ефекту. Одним із способів, за якого вводять на вибій додаткову енергію для винесення рідини на поверхню у вигляді стиснутого газу, є газліфт. Цей спосіб експлуатації обводнених газових свердловин завдяки своїй універсальності, простоти конструкції підземного обладнання і можливості оперативного регулювання режимом роботи, є одним з найкращих варіантів винесення рідини із газових свердловин і підвищення їх продуктивності.

При проектуванні газліфтно́ї експлуатації обводнених газових свердловин важливим є вибір конструктивних розмірів газліфтного піднімача і технологічних параметрів його роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Перспективним способом механізованої експлуатації обводнених газових свердловин є газліфтний спосіб [1,2]. Газліфт також є одним із найефективніших використовуваних способів експлуатації низькодебітних низьконапірних свердловин на завершальній стадії розробки покладів природних газів. Він може бути достатньо ефективним в умовах аномально низьких пластових тисків [3].

Розширені промислові дослідження газліфтно́ї експлуатації обводнених газових свердловин проведено у 1980-1985 роках одним із ав-

торів цієї статті на свердловинах 24, 385, 478 еоценового газоконденсатного покладу Глибинної складки Битків-Бабченського нафтогазоконденсатного родовища, які простоювали через обводнення [4]. По всіх обводнених свердловинах в результаті їх газліфтно́ї експлуатації було отримано додатковий видобуток газу, який змінювався від 29 до 35 тис.м³/доб на одну свердловину за витрати газліфтного газу 15-30 тис.м³/доб.

Запропоновано ряд методик розрахунку параметрів газліфтно́ї експлуатації нафтових свердловин [5,6]. Використання цих методик вимагає значної кількості вхідних даних про фізико-хімічні властивості пластових флюїдів і проведення об'ємних розрахунків. Тому заслуговують уваги спрощені методики розрахунку параметрів роботи газліфтного піднімача.

У практиці проектування газліфтно́ї експлуатації обводнених газових свердловин знайшла застосування методика, яка ґрунтується на спільному розв'язку двочленної формули припливу газу до вибою свердловини, формули для визначення мінімально необхідного дебіту газу для винесення води з вибою на поверхню і рівняння руху газу у вертикальних трубах свердловини [7-9]. Але у відомій методиці не враховуються втрати тиску у насосно-компресорних трубах двофазного газорідинного потоку і не ув'язується робота газоносного пласта і газліфтного піднімача, що обґрунтовує доцільність проведення додаткових досліджень з метою врахування вказаних чинників.

Метою роботи є дослідити вплив визначальних чинників на параметри газліфтно́ї експлуатації обводнених газових свердловин.

Методика дослідження та вихідні дані

При постановці задачі прийнято, що на вибій обводненої газової свердловини роздільно надходять газ із газоносного пласта і вода із водоносного пласта. Свердловина не може експлуатуватися фонтанним способом за рахунок використання власної енергії пластового газу, оскільки дебіт пластового газу є меншим за мінімально необхідний дебіт газу для винесення рідини з вибою на поверхню. Щоб забезпечити умови стабільної роботи свердловини, подають по затрубному простору на вибій додаткову кількість газу. У процесі експлуатації свердловини видобувають пластовий газ і воду, що роздільно надходять на вибій із газоносного і водоносного (обводненого) пласта. Одночасно видобувається весь запомпований у свердловину газліфтний газ. При проведенні досліджень ставилась задача визначити дебіт газу, що по-

Таблиця 1 – Параметри роботи свердловини при надходженні на вибій тільки чистого газу для різних значень гирлового тиску і діаметру насосно-компресорних труб

Внутрішній діаметр насосно-компресорних труб, м	Дебіт газу, тис.м ³ /доб				
	P _y =3,5 МПа	P _y =4,0 МПа	P _y =4,5 МПа	P _y =4,68 МПа	P _y =5,0 МПа
	<i>Запропонована методика</i>				
0,0503	50,6	43,3	33,6	29,3	19,6
0,062	64,5	54,6	41,7	36,0	23,3
0,076	72,8	61,3	46,2	39,6	25,2
	<i>Програма PipeSim</i>				
0,0503	51,87	43,86	33,03	28,38	16,82
0,062	65,07	54,08	40,65	34,74	21,74
0,076	73,23	60,73	45,26	37,41	22,99

ступає із газоносного пласта, мінімально необхідний дебіт газу для винесення рідини з вибою на поверхню і витрату газліфтного газу для різних значень дебіту пластової води (водного фактору), гирлового тиску, внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб за умови узгодженої роботи газоносного пласта і газліфтного піднімача.

У дослідженнях газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин розрахунки виконувались за удосконаленою методикою [10]. Запропонована методика розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин апробована для умов гіпотетичної (модельної) свердловини з параметрами: глибина опускання насосно-компресорних труб (до середини інтервалу перфорації) – 3200 м; пластовий тиск – 6,77 МПа; відносна густина газу – 0,6; пластова температура – 340 К; гирлова температура - 291 К; коефіцієнти фільтраційних опорів привибійної зони пласта: $A=0,18 \text{ МПа}^2 \cdot \text{доб}/\text{тис.м}^3$ і $B=1,96 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа} \cdot \text{доб}/\text{тис.м}^3)^2$.

Розрахунки виконано для таких значень визначальних параметрів: внутрішній діаметр насосно-компресорних труб – 0,0503; 0,062; 0,076 м; водний фактор – 5, 8, 10, 15, 20, 25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 275, 300, 325, 350, 375, 400, 425, 450, 460 л/тис.м³; гирловий тиск – 3,5; 4; 4,5; 4,68; 5 МПа.

Результати дослідження

У всіх розрахунках для кожного значення заданого гирлового тиску і різних значень діаметру насосно-компресорних труб та водного фактору розраховували значення вибійного тиску, дебіту пластового газу, що припливає із пласта у свердловину, мінімально необхідного дебіту газу для винесення рідини з вибою на поверхню, витрату газліфтного газу і дебіту пластової води.

У таблиці 1 наведено параметри роботи свердловини за умови надходження на вибій тільки чистого газу (за відсутності води у продукції) для різних значень гирлового тиску і діаметру насосно-компресорних труб за запропонованою нами методикою і за програмою PipeSim. Результати розрахунків за обома методиками практично співпадають, що свідчить про можливість використання обох методик при проведенні розрахунку параметрів експлуатації обводненої газової свердловини газліфтним способом.

Запропонована нами методика проста у використанні, зрозуміліша і доступна і не вимагає спеціальних навиків для роботи з комп'ютерними програмами.

З використанням результатів досліджень будували графічні залежності дебіту пластового газу, мінімально необхідного дебіту газу для винесення рідини з вибою свердловини на поверхню, витрати газліфтного газу і вибійного тиску від гирлового тиску, діаметру насосно-компресорних труб і водного фактору. На рисунку 1 для прикладу зображено залежності дебіту пластового газу, мінімально необхідного дебіту газу, витрати газліфтного газу і вибійного тиску від водного фактору для різних діаметрів насосно-компресорних труб (0,062; 0,076 м) для значення гирлового тиску 4,68 МПа. Аналогічний вигляд мають залежності досліджуваних параметрів для інших значень внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб (0,0503 м) та гирлового тиску (3,5; 4,0; 4,5; 5 МПа).

Аналіз наведених залежностей свідчить, що із збільшенням водного фактору плавно зменшується по експоненціальній залежності дебіт пластового газу і зростають мінімально необхідний дебіт газу, витрата газліфтного газу і вибійний тиск. Згідно з результатами досліджень із збільшенням водного фактору дебіт пластового газу зменшується тим більше, чим

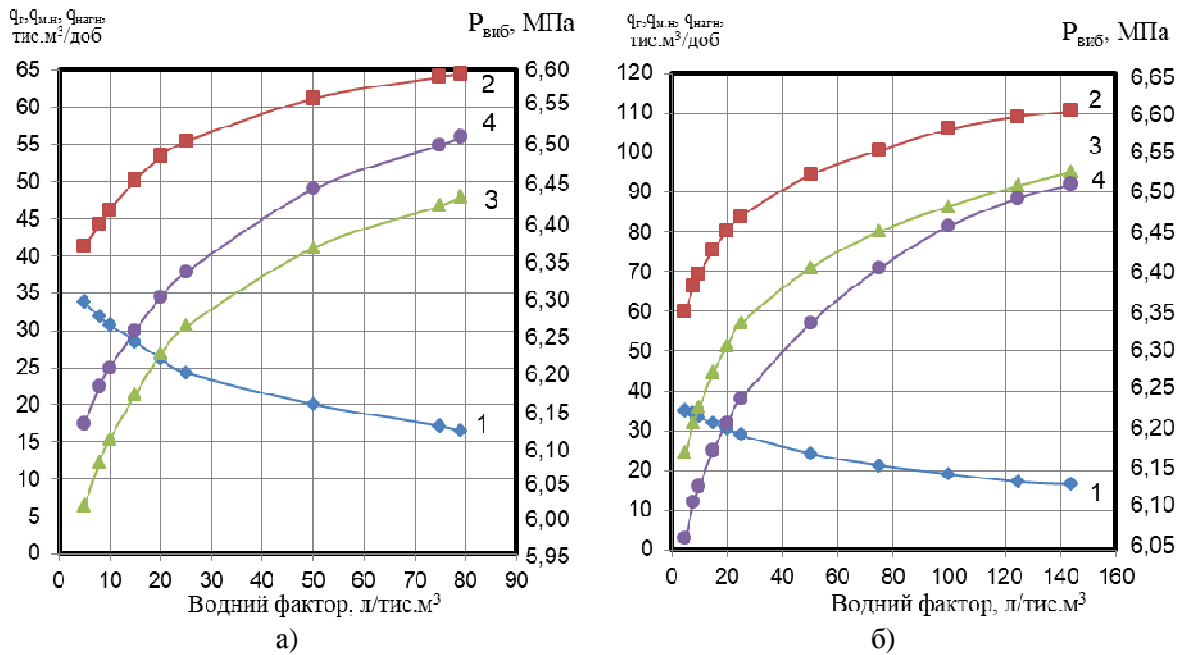
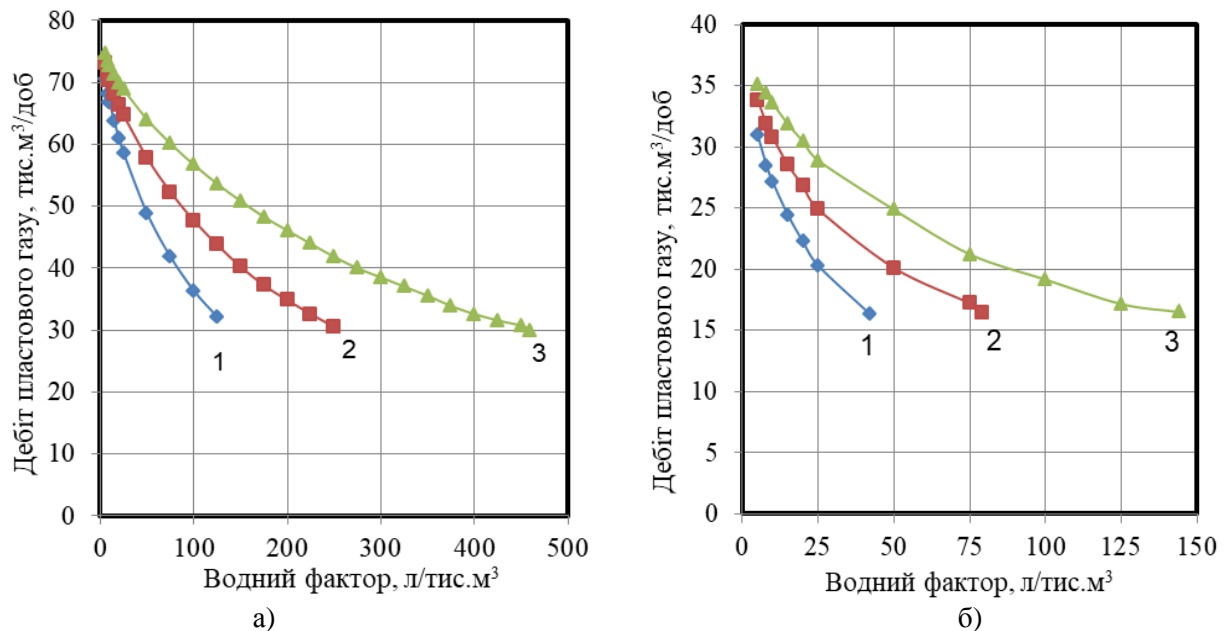


Рисунок 1 – Графіки залежностей дебіту пластового газу (1), мінімально необхідного дебіту газу (2), витрати газліфтного газу (3) і вибійного тиску (4) від водного фактору для гирлового тиску 4,68 МПа та внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,062 (а) та 0,076 (б) м



1 – 0,0503; 2 – 0,062; 3 – 0,076 м

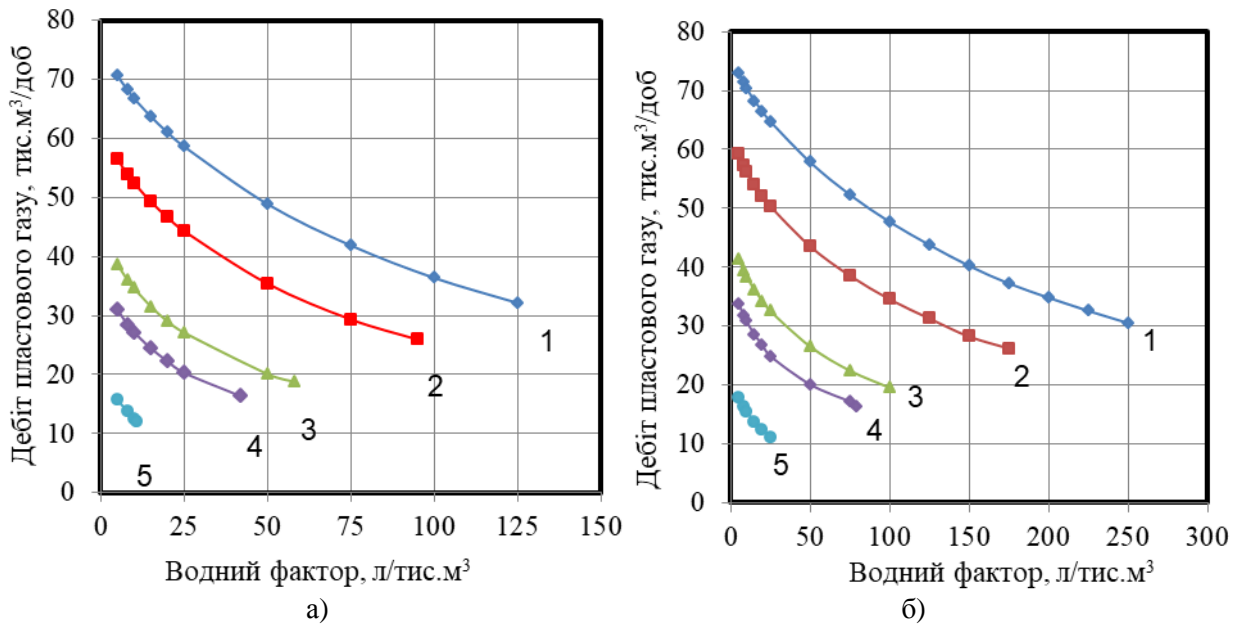
Рисунок 2 – Графіки залежностей дебіту пластового газу від водного фактору для різних значень внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб за гирлового тиску 3,5 (а) та 4,68 (б) МПа

менший діаметр насосно-компресорних труб (рисунок 2) і більший тиск на гирлі свердловини (рисунок 3).

Згідно з результатами розрахунків із збільшенням внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб та із зменшенням гирлового тиску розширюється діапазон водних факторів, за яких обводнена газова свердловина може експлуатуватися газліфтным способом.

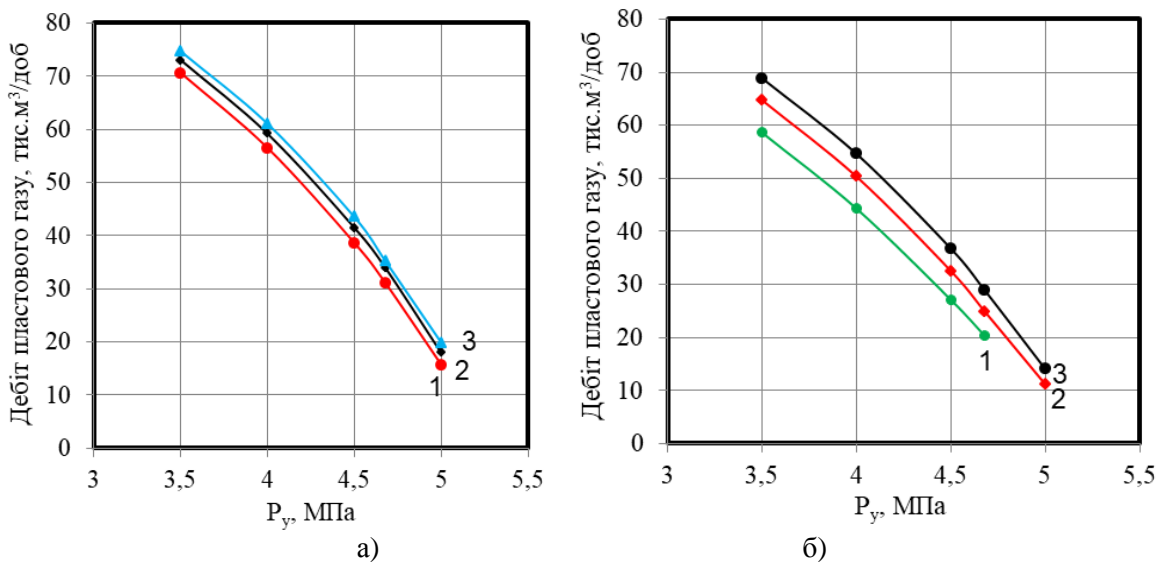
Із збільшенням гирлового тиску спостерігається різке зниження дебіту пластового газу для різних значень діаметру насосно-компресорних труб (рисунок 4) і водного фактору (рисунок 5). Відповідні залежності дебіту газу від гирлового тиску на рисунках 4-5 мають випуклий до осі абсцис характер.

Так, за постійного водного фактору дебіт пластового газу зростає із збільшенням внут-



1 – 3,5; 2 – 4,0; 3 – 4,5; 4 – 4,68; 5 – 5,0 МПа

Рисунок 3 – Графіки залежностей дебіту пластового газу від водного фактору для різних значень гирлового тиску за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 (а) та 0,062 (б) м



1 – 0,0503; 2 – 0,062; 3 – 0,076 м

Рисунок 4 – Графіки залежностей дебіту пластового газу від гирлового тиску для різних значень внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб для водного фактору 5,0 (а) та 25,0 (б) л/тис.м³

рішнього діаметру насосно-компресорних труб та із зменшенням гирлового тиску. Проте, при цьому зростає витрата газліфтного газу. Для значення водного фактору 5,0 л/тис.м³ дебіт пластового газу зростає: для гирлового тиску 5 МПа з 15,701 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 м до 19,85 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м; для гирлового тиску 3,5 МПа з 70,59 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 м до 74,67 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м.

Для значення внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,062 м дебіт пластового газу зростає: для водного фактору 5,0 л/тис.м³ з 17,92 тис.м³/доб за гирлового тиску 5 МПа до 73,02 тис.м³/доб за гирлового тиску 3,5 МПа; для водного фактору 25,0 л/тис.м³ з 11,19 тис.м³/доб за гирлового тиску 5 МПа до 64,73 тис.м³/доб за гирлового тиску 3,5 МПа.

Із збільшенням внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб дебіт пластового газу зростає і тим більший, чим менше значення гирлового тиску (рисунок 6).

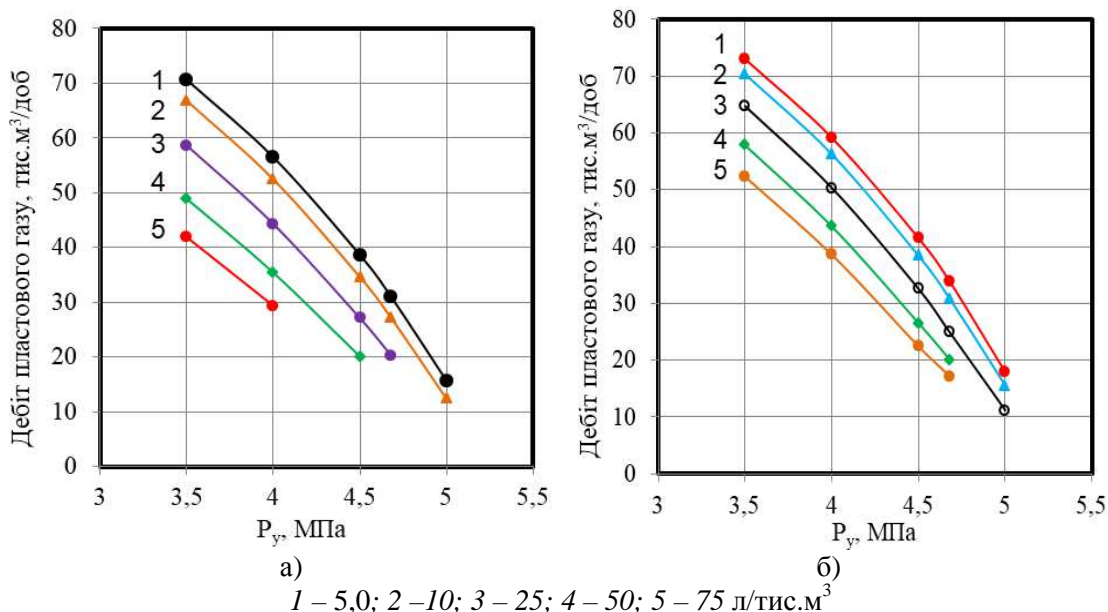


Рисунок 5 – Графіки залежностей дебіту пластового газу від гирлового тиску для різних значень водного фактору за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 (а) та 0,062 (б) м

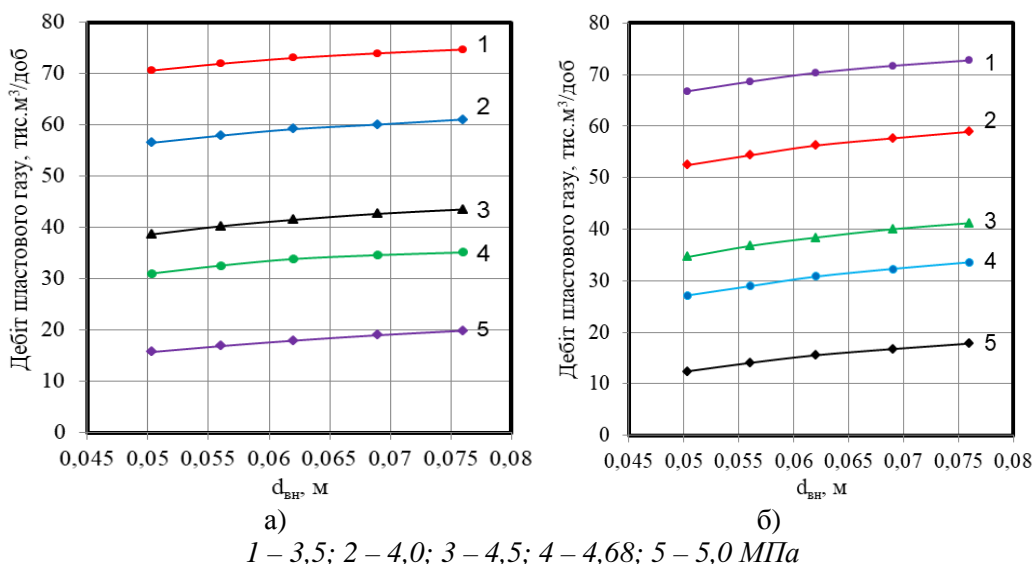


Рисунок 6 – Графіки залежностей дебіту пластового газу від діаметру насосно-компресорних труб для різних гирлових тисків за водного фактору 5 (а) та 10 (б) л/тис.м³

Кожну графічну залежність рисунку 6 оброблено за методом «найменших квадратів» і отримано раціональне значення внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,062 м, за межами якого дебіт пластового газу мало змінюється.

Із збільшенням водного фактору витрата газліфтного газу зростає і тим більша, чим більший внутрішній діаметр насосно-компресорних труб (рисунок 7) і менший гирловий тиск (рисунок 8). При цьому темп збільшення витрати газу зростає із зменшенням діаметру насосно-компресорних труб і збільшенням водного фактору.

Для різних розрахункових варіантів витрата газліфтного газу змінюється від 0,521 до 128,9 тис.м³/доб. Так, за постійного значення гирлового тиску 3,5 МПа витрата газліфтного газу змінюється: для водного фактору 75 л/тис.м³ від 8,16 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 м до 53,59 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м; для водного фактору 100 л/тис.м³ від 16,01 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 м до 64,47 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м. За постійного значення гирлового тиску 5,0 МПа витрата газліфтного газу змінюється:

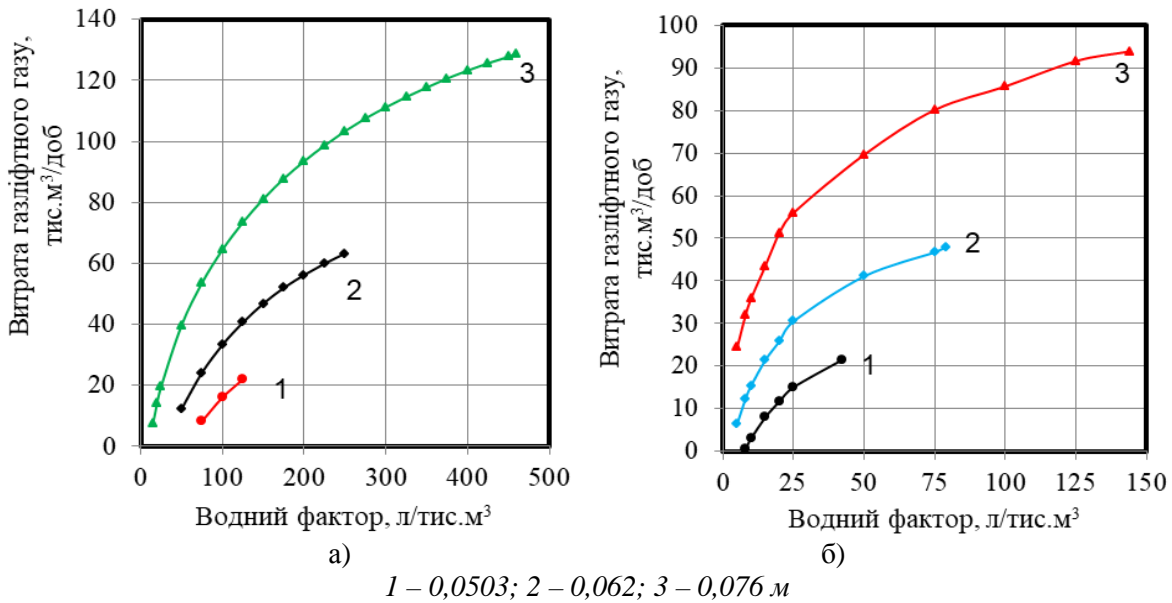


Рисунок 7 – Графіки залежностей витрати газліфтного газу від водного фактору для різних значень внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб за гирлового тиску 3,5 (а) та 4,68 (б) МПа

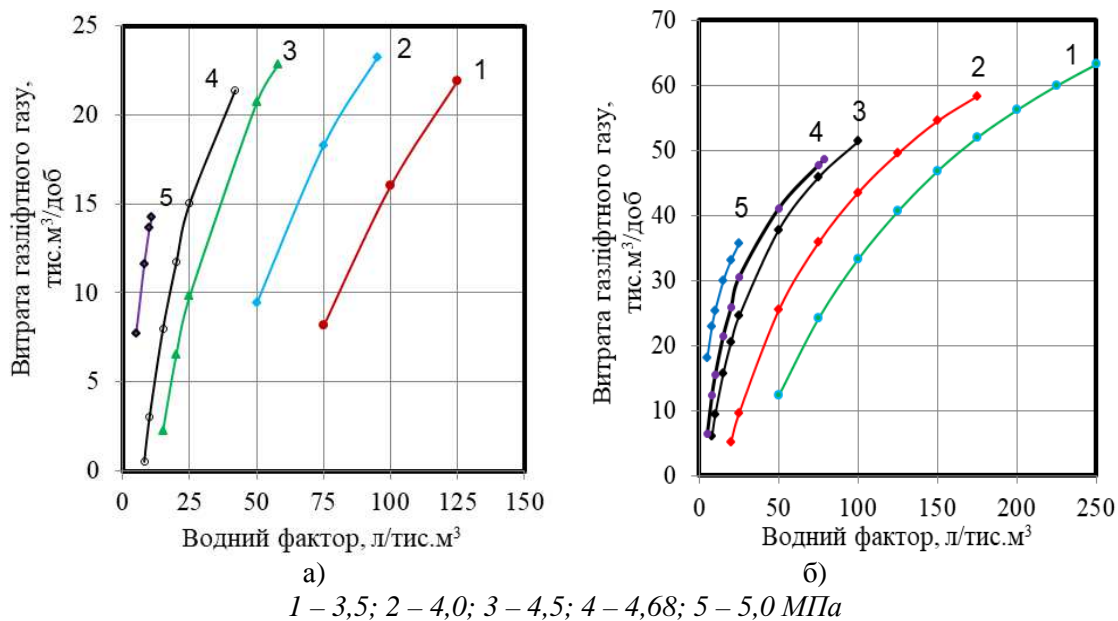


Рисунок 8 – Графіки залежностей витрати газліфтного газу від водного фактору для різних гирлових тисків за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 (а) та 0,062 (б) м

для водного фактору 5,0 л/тис.м³ від 7,74 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 м до 34,75 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м; для водного фактору 10,0 л/тис.м³ від 13,64 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,0503 м до 44,5 тис.м³/доб за внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м.

Для постійного значення внутрішнього діаметру насосно-компресорних труб 0,076 м та водного фактору 25,0 л/тис.м³ витрата газліфтного газу зростає з 19,66 тис.м³/доб за гирло-

го тиску 3,5 МПа до 58,72 тис.м³/доб за гирлового тиску 5,0 МПа.

Отже, запропонована методика дозволяє вибрати раціональний діаметр колони насосно-компресорних труб та оцінити значення дебіту пластового газу і витрати газліфтного газу для різних значень водного фактору і гирлового тиску. Згідно з результатами розрахунків для заданого значення пластового тиску ($P_{пл}=6,77$ МПа), коефіцієнтів фільтраційних опорів привибійної зони пласта ($A=0,18$ МПа²·доб/тис.м³, $B=1,96 \cdot 10^{-3}$ (МПа·доб/тис.м³)²) та глибини опускання насосно-компресорних труб до середи-

ни інтервалу перфорації (L=3200 м) при мінімальних значеннях гирлового тиску ($P_y=3,5$ МПа) та водного фактору ($\Phi_v=50$ л/тис.м³) дебіт пластового газу становить 57,83 тис.м³/доб, витрата газліфтного газу – 12,27 тис.м³/доб, вибійний тиск – 5,37 МПа, раціональний внутрішній діаметр насосно-компресорних труб – 0,062 м. Для досліджуваних максимальних значень гирлового тиску ($P_y=5,0$ МПа) та водного фактору ($\Phi_v=25$ л/тис.м³) дебіт пластового газу становить 11,19 тис.м³/доб, витрата газліфтного газу – 35,63 тис.м³/доб, вибійний тиск – 6,60 МПа, раціональний внутрішній діаметр насосно-компресорних труб – 0,062 м.

Типову конструкцію обладнання стовбура обводненої газової свердловини при газліфтній експлуатації зображено на рисунку 9.

Для прикладу отримані значення параметрів газліфтної експлуатації обводненої газової свердловини за запропонованою методикою було порівняно з результатами розрахунків за програмою PipeSim для значень гирлового тиску 4,5 МПа та діаметру насосно-компресорних труб 0,062 м. Результати порівняння наведено у таблиці 2 і зображено на рисунку 10.

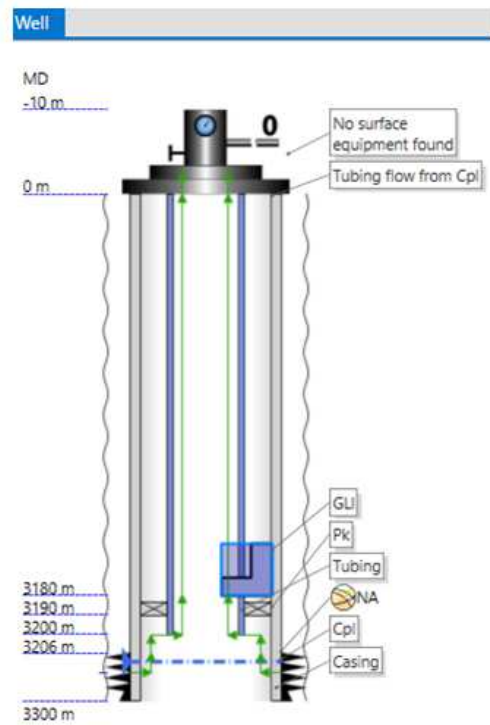


Рисунок 9 – Типова конструкція обладнання стовбура обводненої газової свердловини при газліфтній експлуатації

Таблиця 2 – Порівняння результатів розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводненої свердловини за запропонованою методикою і програмою PipeSim для гирлового тиску 4,5 МПа і діаметру насосно-компресорних труб 0,062 м

Водний фактор, л/тис.м ³	Дебіт газу, тис.м ³ /доб		Витрата газу, тис.м ³ /доб		Вибійний тиск, МПа	
	Запропонована методика	PipeSim	Запропонована методика	PipeSim	Запропонована методика	PipeSim
15	36,16	35,89	15,60	16,0	6,16	6,25
25	32,55	31,78	24,49	26,0	6,26	6,34
50	26,53	24,93	37,77	38,5	6,33	6,40

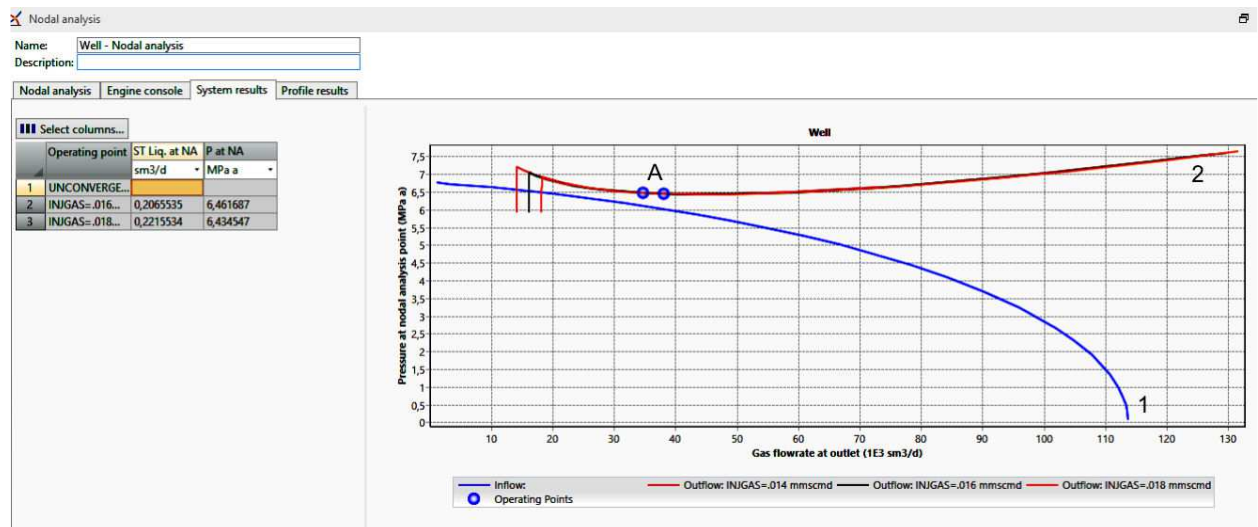


Рисунок 10 – Результати розрахунку вузлової точки при газліфтній експлуатації обводненої свердловини з використанням кривих припливу (1) та відпливу (2)

Криві припливу і відпливу, отримані при розрахунках за програмою PipeSim, перетинаються у точці А, яка характеризується такими параметрами: вибійний тиск - 6,25 МПа, дебіт газу, що поступає із пласта – 35,89 тис.м³/доб, витрата газліфтного газу – 16,00 тис.м³/доб, за запропонованою методикою: вибійний тиск – 6,16 МПа, дебіт пластового газу – 36,16 тис.м³/доб, витрата газліфтного газу – 15,60 тис.м³/доб.

Результати виконаних досліджень свідчать про значне співпадіння значень розрахункових параметрів газліфтноі експлуатації обводненої свердловини за запропонованою методикою і за програмою PipeSim. Перевага запропонованої методики полягає у тому, що вона є зручною і простою у використанні, не потребує глибоких знань з програмування і є доступною для користування.

Висновки

Результати апробації запропонованої методики для умов гіпотетичної свердловини свідчать про можливість її використання для розрахунку параметрів газліфтноі експлуатації обводнених газових свердловин. Порівняно з аналогічними відомими методиками запропонована методика враховує втрати тиску у насосно-компресорних трубах при русі двофазного газорідного потоку і встановлює зв'язок роботи газоносного пласта і газліфтного піднімача, що підвищує достовірність розрахунку параметрів газліфтноі експлуатації обводнених свердловин. Запропонована методика дозволяє вибрати раціональний діаметр колони насосно-компресорних труб та оцінити значення дебіту пластового газу і витрати газліфтного газу для різних значень водного фактору і гирлового тиску.

Література

1. К вопросу о выборе газлифтной эксплуатации скважин на поздней стадии разработки газового месторождения / С.Н. Бузинов и др. *Территория Нефтегаз*. 2013, май. № 5. С. 80-83.
2. Эксплуатация обводняющихся газовых скважин. Технологические решения по удалению жидкости из скважин: пер. с англ. Ли Джеймс, Никенс Генри, Уэллс Майкл. М.: ООО «Премиум Инжиниринг», 2008. 384 с.
3. Дубров Ю.В. Применение газлифтного способа для эксплуатации низкодебитных нефтегазоконденсатных скважин. *Нефтяное хозяйство*. 2007. № 2. С. 114-116.

4. Кондрат Р.М. Газоконденсатоотдача пластов. М.: Недра, 1992. 255 с.
5. Багдасаров В.Г. Теория, расчет и практика эргазлифта / Под ред. И.Г. Есьмана. М.; Л.: Гостоптехиздат, 1947. 371 с.
6. Научные основы разработки нефтяных месторождений / Крылов А.П. и др. Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований. 2004. 416 с.
7. Довідник з нафтогазової справи / За заг. ред. докторів технічних наук В.С. Бойка, Р.М. Кондрата, Р.С. Яремійчука. К.: Львів. 1996. 620 с.
8. Кондрат Р. М., Кондрат О. Р., Дремлюх Н. С. Розробка та експлуатація газових і газоконденсатних родовищ: навчальний посібник. Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2015. 288 с.
9. Коротаев Ю.П., Ширковски А.И. Добыча, транспорт и подземное хранение газа: учебник для вузов. М.: Недра, 1984. 487 с.
10. Кондрат Р.М., Хайдарова Л.І. Методика розрахунку параметрів газліфтноі експлуатації обводнених газових свердловин при надходженні на вибій газу і води з різних пластів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2018. № 1(66). С.60-64.

References

1. К вопросу о выборе газлифтной эксплуатации скважин на поздней стадии разработки газового месторождения / S.N. Buzinov i dr. *Territoriya Neftegaz*. #5. 2013, may. No 5. P. 80-83.
2. Eksploatatsiya obvodnyayuschihsvya gazovyih skvazhin. Tehnologicheskie resheniya po udalenyu zhidkosti iz skvazhin: per. s angl. Li Dzheymys, Nikens Genri, Uells Maykl. M.: ООО «Premium Inzhiniring», 2008. 384 s.
3. Dubrov Yu.V. Primenenie gazliftnogo sposobu dlya eksploatatsii nizkodebitnyih neftegazokondensatnyih skvazhin. *Neftyanoe hazyaystvo*. 2007. No 2. P. 114-116.
4. Kondrat R.M. Gazokondensatootdacha plastov. M.: Nedra, 1992. 255 p.
5. Bagdasarov V.G. Teoriya, raschet i praktika ergazlifta / Pod red. I.G. Esmana. M.; L.: Gostoptehizdat, 1947. 371 p.
6. Nauchnyie osnovyi razrabotki neftyanyih mestorozhdeniy / Kryilov A.P. i dr. Moskva-Izhevsk: Institut kompyuternyih issledovaniy, 2004. 416 p.
7. Dovidnyk z naftohazovoi spravy / Za zah. red. doktoriv tekhnichnykh nauk V.S. Boika, R.M. Kondrata, R.S. Yaremiichuka. K.: Lviv, 1996. 620 p.

8. Kondrat R.M., Kondrat O.R., Dremlukh N.S. Rozrobka ta ekspluatatsiia hazovykh i hazokondensatnykh rodovyshch: navchalnyi posibnyk. Ivano-Frankivsk: Nova Zoria, 2015. 288 p.

9. Korotaev Yu.P., Shyrkovsky A.Y. Добыча, транспорт у подземное хранение газа: учебник для вузов. М.: Недра, 1984. 487 p.

10. Kondrat R.M., Khaidarova L.I. Metodyka rozrakhunku parametriv hazlyftnoi ekspluatatsii obvodnennykh hazovykh sverdlovyn pry nadkhodzhenni na vybii hazu i vody z riznykh plastiv. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. 2018. No 1(66). P. 60-64.

ОСОБЛИВОСТІ ВІДТВОРЕННЯ РІВНЯННЯ СТАНУ ГАЗОКОНДЕНСАТНИХ СУМІШЕЙ ЗА УМОВИ ОБМЕЖЕНОЇ ВХІДНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

О. В. Бурачок¹, Д. В. Першин², С. В. Матківський^{2*}, Є. С. Бікман², О. Р. Кондрат³

¹ Schlumberger GmbH, 30177 Hannover Germany, Guenther-Wagner-Allee 19
e-mail: oburachok@slb.com

²Український науково-дослідний інститут природних газів;
61010, м. Харків, Гімназійна набережна, 20, тел./факс (05773) 3-17-55,
e-mail: dmytro.pershyn@ndigas.com.ua, matkivskyi.sergey@ndigas.com.ua,
bikman.efim@ndigas.com.ua

³ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел./факс (03422) 42195,
e-mail: kondrat@nung.edu.ua

Охарактеризовано основні складнощі, які виникають при відтворенні фазових перетворень, що описуються моделлю «чорної нафти», або повнофункціональною композиційною моделлю за допомогою рівняння стану з метою створення коректних постійно діючих геолого-технологічних 3D моделей газоконденсатних родовищ. Вихідними даними для побудови фільтраційних 3D моделей родовищ, розробка яких розпочалась ще в 1960-х роках, є результати початкових газоконденсатних та термодинамічних досліджень. Вуглеводневий компонентний склад пластового газу наявних газоконденсатних досліджень приводиться тільки до фракції C_{5+} . Враховуючи особливості проведення початкових термодинамічних досліджень з використанням експерименту диференціальної конденсації та відсутності такого експерименту в переліку стандартних експериментів у комерційно-доступних PVT-симуляторах, виникла необхідність розроблення раціональних підходів та методик, які б допомогли коректно використовувати наявну геолого-промислову інформацію для побудови PVT-моделей. В даній статті описано методикку відтворення рівняння стану Peng-Robinson за умов обмеженої вхідної інформації. Залежно від наявності вихідних даних та їх якості для адекватного відтворення рівняння стану авторами запропоновано та використано два різні підходи. Перший підхід до побудови PVT-моделі, який дозволяє відтворити рівняння стану, базується на даних компонентного складу газів та фракційного складу стабільного конденсату. Другий підхід передбачає у разі відсутності фракційного складу стабільного конденсату розбиття фракції C_{5+} з використанням об'ємного методу Вітсона. Запропонована методика та різні підходи до відтворення рівняння стану дозволяють ефективно створювати PVT-моделі використовуючи наявну геолого-промислову інформацію. Результати проведених досліджень представлено у вигляді графічних залежностей порівняння динаміки потенційного вмісту вуглеводнів C_{5+} в пластовому газі до та після налаштування рівняння стану, а також результати налаштування синтетичної кривої втрат "Liquid saturation" CVD експеримента.

Ключові слова: газоконденсатні дослідження, термодинамічні дослідження, фазові перетворення, PVT-моделі.

Описаны основные проблемы, возникающие при воспроизведении фазовых превращений пластовых газоконденсатных систем, описываемых моделью «черной нефти» или полнофункциональной композиционной моделью с помощью уравнения состояния с целью создания корректных фильтрационных 3D-моделей газоконденсатных месторождений. Исходными данными для фильтрационных 3D моделей месторождений, разработка которых началась еще в 1960-х годах, являются результаты начальных газоконденсатных и термодинамических исследований. Компонентный состав пластового газа имеющихся газоконденсатных исследований приводится только до фракции C_{5+} . Учитывая особенности проведения начальных термодинамических исследований с использованием эксперимента дифференциальной конденсації и отсутствие этого эксперимента в перечне стандартных экспериментов в коммерчески-доступных PVT-симуляторах, возникла необходимость создания рациональных подходов и методик, которые могли бы корректно использовать имеющуюся геолого-промисловую информацию для создания PVT-моделей. В данной статье описана методика настройки уравнения состояния Peng-Robinson в условиях ограниченной исходной информации. В зависимости от наличия исходных данных и их качества для адекватной настройки уравнения состояния авторами предлагается и используется два разных подхода. Первый подход для создания PVT-моделей, позволяющий настроить уравнение состояния, основывается на наличии компонентного

состава газів і фракціонного состава стабільного конденсату. Вторий підхід передбачує, в разі відсутності фракціонного состава стабільного конденсату, розбиття фракції C_{5+} з використанням об'ємного методу Вітсона. Предложена методика і два різних підходи для налаштування рівняння стану дозволяють ефективно створювати PVT-моделі, використовуючи наявну геолого-промислову інформацію. Результати досліджень представлені в графічній формі порівняння динаміки потенціального вмісту вуглеводородів C_{5+} в пластовому газі до і після налаштування рівняння стану, а також результати налаштування синтетичної кривої втрат "Liquid saturation" CVD експерименту.

Ключеві слова: газоконденсатні дослідження, термодинамічні дослідження, фазові перетворення, PVT-моделі.

The article characterizes the key difficulties which emerge during the simulation of phase behaviors described using the model of "black oil" or fully functional compositional model with the help of the equation-of-state (EOS) in order to create valid continuously operating geological-technological 3D models of gas-condensate reservoirs. The input data for 3D filtration reservoir modeling, the development of which started in the 1960s, are the results of initial gas-condensate and thermodynamic studies. Hydrocarbon component composition of reservoir gas in the existing gas-condensate studies is given only to fraction C_{5+} . Taking into account the peculiarities of initial thermodynamic research with the use of the differential condensation experiment and the absence of such type of experiment in the list of standard experiments in commercially-available PVT-simulators, there appeared a need to develop rational approaches and techniques for correct integration of existing geological-production data in PVT modeling. This article describes the methods for adjusting Peng-Robinson equation-of-state under the condition of input data shortage. Depending on initial data availability and quality, the authors have suggested two different methods. The first PVT-modeling method, which makes it possible to adjust the equation-of-state, is based on the data of component composition of gases and fractional composition of the stable condensate. In case the data of fractional composition of the stable condensate are not available, the authors suggest the second method that is the splitting of fraction C_{5+} following Whitson volumetric methodology. The suggested methods and two different approaches to EOS adjustment allow effective PVT-modeling using available geological and production data. Study results are presented as the graphical dependencies of comparison of potential hydrocarbons C_{5+} content change in reservoir gas before and after configuring the equation-of-state, as well as the synthetic "liquid saturation" loss curve of the CVD experiment.

Keywords: gas-condensate studies, thermodynamic studies, phase behavior, PVT-models.

Вступ

Створення фільтраційних 3Д моделей родовищ нафти та газу неможливе без коректного відтворення фазових перетворень, що описуються моделлю флюїдів у спрощеному вигляді табличної залежності «модель чорної нафти», або повнофункціональній композиційній моделі за допомогою рівняння стану. У випадку моделі чорної нафти, для більшості випадків, розрахунок динаміки в'язкості, газовмісту та об'ємного коефіцієнта можна зробити за однієї із запропонованих кореляцій, таких як Standing, Valko та ін. [6]. У випадку газоконденсатних систем із високим потенційним вмістом рідких вуглеводнів, що розробляються з підтриманням пластового тиску за допомогою вуглеводневих і неуглеводневих газових агентів, або пластових систем, що відносяться до критичних, складні фазові перетворення ретроградної конденсації можна коректно описати тільки за допомогою рівнянь стану. В промисловій практиці найбільшого поширення набули трипараметричні рівняння Peng-Robinson (PR) та Soave-Redlich-Kwong (SRK), які реалізовані в усіх комерційних гідродинамічних симуляторах компаній (Schlumberger, CMG, RFD, Roxar, Halliburton і т.д.). Оскільки фізичні властивості та компонентний склад відомий тільки до пев-

ної плюсової фракції, налаштування рівняння стану здійснюється у спеціальному програмному забезпеченні – PVT симуляторі, яких є також достатньо багато на ринку. Дані проблеми не є новими і різними авторами реалізовані різні підходи до їх розв'язання [2, 4, 8]. У даній роботі описано методику відтворення рівняння стану PR за умов обмеженої вхідної інформації, а саме наявністю компонентного складу пластового газу тільки до C_{5+} , особливостями проведення початкових термодинамічних досліджень з використанням експерименту диференціальної конденсації та відсутності такого експерименту в переліку стандартних експериментів у комерційно-доступних PVT-симуляторах.

Постановка проблеми

Вихідними даними для побудови моделей родовищ, розробка яких розпочалась в 1960-1980-х роках, є результати початкових газоконденсатних (ГК) та термодинамічних досліджень (ТД), які проводились відповідно до діючих на час проведення інструкцій [9].

Аналіз наявних даних щодо початкових ГК і ТД газоконденсатних покладів більше 20 родовищ ДДЗ виявив наступні проблеми, вирішення яких дозволило створити адекватну

методику побудови PVT-моделі пластового флюїду.

1. Компонентний склад пластового газу відомий тільки до нормального- і ізо-бутана, решта компонентів характеризується як C_{5+} , в той час, як класичні методи розбиття на псевдо-фракції у комерційних продуктах базуються на фракції C_{7+} і вищому групуванні.

2. Хроматографічний аналіз стабільного конденсату (вуглеводнів C_{5+}), практично, не проводився. Зазвичай визначено густину, кінематичну в'язкість, молекулярну масу та фракційний склад стабільного конденсату за Енглером (аналог ASTM D86).

3. PVT-властивості пластового флюїду визначались за експериментом диференціальної конденсації на установці фазової рівноваги типу УГК-3. В комерційних PVT-симуляторах цей метод не реалізований, оскільки у світових лабораторіях такий експеримент не проводиться. Там для опису поведінки пластових газоконденсатних систем використовують рівноважні експерименти: а) за постійного об'єму (CVD – constant volume depletion), коли після збільшення об'єму бомби та випадіння рідкої фази, газ стравлюють повертаючи об'єм бомби до об'єму за тиску початку конденсації, визначаючи компонентний склад газу з використанням газохроматографічного аналізу; б) за постійного складу (CCE – constant composition expansion), де об'єм бомби збільшується покрово без стравлювання газу. Аналогом експерименту CCE є експеримент контактної конденсації, але цей експеримент, практично, не проводився. За результатами експерименту диференціальної конденсації в бомбі УГК-3 визначались пластові втрати конденсату в $см^3/м^3$ газу сепарації. За результатами експерименту CVD кількість конденсату, що випав визначається в процентах відносно об'єму PVT-комірки за тиску початку конденсації.

Таким чином, виникає питання, як використати наявну інформацію для створення адекватного рівняння стану.

Запропонована методика розрахунку

Першим кроком є оцінка репрезентативності результатів початкових газоконденсатних (ГК) та термодинамічних досліджень. На якість результатів цих початкових досліджень впливає багато факторів: початкові дослідження мають проводитись в початковий період експлуатації свердловини після освоєння (залежно від параметрів роботи свердловини від двох тижнів до 2-3 місяців стабільної експлуатації свердловини в шлейф); свердловина перед дослідженнями

має бути очищена від продуктів буріння; повинна бути відсутня пластова вода; швидкість газорідного потоку в стовбурі свердловини має забезпечувати повний винос рідини з вибою на поверхню; депресія на пласт не повинна перевищувати 10 % від початкового пластового тиску; для недонасичених систем вибірний тиск має бути вищим за тиск початку конденсації.

Залежно від наявності вихідних даних для адекватного відтворення рівняння стану, авторами запропоновано та використано два різні підходи.

Підхід 1

У випадку наявності компонентного складу газів сепарації, дегазації, дебутанізації та результатів фракційної розгонки стабільного конденсату створюється компонентно-фракційний склад пластової вуглеводневої системи. Це здійснюється аналітичним методом [10], або використанням спеціалізованого програмного забезпечення («Газконднефть», Aspen Hysys, тощо). Це дозволяє отримати компонентний склад пластового газу N_2 , CO_2 , C_1-C_4 , та певної кількості фракцій (від 5 до 11) з відомими молекулярними масами кожної з них.

Далі на основі отриманого компонентного складу відтворюється рівняння стану в PVT-симуляторі. В даному випадку використаний програмний модуль PVTi компанії Schlumberger. Для опису фазової поведінки перевага надавалася трипараметричному рівнянню стану Пенга-Робінсона, для якого розрахункова критична стисливість газу є найнижчою порівняно з іншими загально прийнятими рівняннями та становить 0.307. Слід відмітити, що для вуглеводневих газів ця величина нижча за 0.29.

Єдиним варіантом задання результатів диференціальної конденсації – є використання кривої втрат за насиченням по рідині (liquid saturation) у CVD експерименті. Однак, зважаючи на те, що диференціальна конденсація є нерівноважним процесом [10], кількість рідких вуглеводнів, що випали в комірку PVT є заниженою в порівнянні з тою, яка має бути в рівноважному CVD-експерименті. Тому напрямку кривої втрат вуглеводнів використовувати не можна. Крім того, для її розрахунку необхідно знати точний об'єм комірки PVT на етапі зниження тиску до тиску початку конденсації, що в звітах про проведені експерименти з диференціальної конденсації відсутнє.

Тому на цьому етапі порівнюється тиск початку конденсації, отриманий при проведен-

ні експерименту диференціальної конденсації з розрахунковим значенням, отриманим із рівняння стану для початкових критичних параметрів компонентів.

Додатковими експериментами для налаштування рівняння стану є багато-ступеневий експеримент на сепараторі (SEP), за яким налаштовується конденсатогазовий фактор по нестабільному та стабільному конденсату за певних термобаричних умов сепарації під час проведення промислових досліджень на газоконденсатність, а також густина стабільного конденсату, яка визначається за стандартних умов. Також проводиться налаштування значення тиску початку конденсації у одноступеневому експерименті (DEW). Налаштування рівняння стану до експериментальних даних є скоріш “мистецтвом”, ніж чітко визначений науковий підхід і в значній мірі залежить від досвіду інженера, що його безпосередньо проводить. Загальні рекомендації описано різними дослідниками, вченими та промисловиками, серед яких слід виділити роботи Вітсона, Коутса, Педерсона, Брусиловського та ін. [2-8].

В якості параметрів регресії для налаштування рівняння стану на експериментальні дані авторами використано:

- для тиску початку конденсації – критичні тиск і температура для кількох найважчих псевдокомпонентів;

- для кривої втрат (випадіння важких вуглеводнів, Liquid Saturation) – Омега А і Омега Б для псевдокомпонентів і коефіцієнт бінарної взаємодії між С1 і найважчим псевдокомпонентом.

Після цього за результатами налаштування експерименту CVD на основі розрахункового компонентного складу газової фази розраховується динаміка потенційного вмісту вуглеводнів C_{5+} в пластовому (видобувному) газі, яку порівнюється з прийнятою кривою динаміки потенційного вмісту вуглеводнів C_{5+} в пластовому газі. Залежно від отриманих результатів коригується криву втрат Liquid saturation і повторюється налаштування рівняння стану. Густину стабільного конденсату налаштовується параметром об’ємного зсуву.

Підхід 2

За відсутності даних фракційного складу стабільного конденсату, або у випадках, коли PVT-модель створюється з метою використання у спрощеному вигляді (моделі “чорної нафти”), розбиття C_{5+} можна здійснювати з використанням об’ємного методу Вітсона [7], відомого також як напів-последовний термодинамі-

чний розподіл (у PVTi – Multi-feed split), де необхідно зазначити мінімальну молярну вагу “+” фракції, молярну вагу найважчого компонента та вибрати кореляцію для критичних параметрів і ацентричного фактора. В нашому випадку розбиття здійснювалося на 5 псевдокомпонентів з використанням кореляцій Кеслера-Лі (Kesler-Lee). Через меншу кількість псевдокомпонентів ніж у підході 1, для налаштування рівняння стану використовуються наступні параметри:

- відтворення тиску початку конденсації та кривої насичення – критична температура усіх псевдокомпонентів;

- для відтворення густини стабільного конденсату – об’ємний параметр зсуву для кількох найлегших псевдокомпонентів.

Після відтворення рівняння стану генеруються відповідні ключові слова для гідродинамічного симулятора для використання у композиційному моделюванні чи моделі «чорної нафти».

Приклад застосування методики

Нижче наведені результати відтворення рівняння стану для пластового флюїду одного з родовищ Дніпрово-Донецької западини з використанням підходу 2. Термодинамічні дослідження пластового флюїду даного покладу не проводились. Динаміку потенційного вмісту вуглеводнів C_{5+} в пластовому газі визначено за результатами історії поточних досліджень свердловин на газоконденсатність протягом періоду розробки покладу.

За результатами початкових досліджень на газоконденсатність початковий потенційним вміст вуглеводнів C_{5+} складає 150 г/м^3 сухого газу. Результати розбиття фракції C_{5+} на псевдокомпоненти наведено в таблиці 1, фізико-хімічні властивості газу та конденсату – в таблиці 2. Як видно з таблиці 1, максимальну молекулярну вагу найважчого псевдокомпонента FRC5 при розбитті було прийнято на рівні 295.

Основним критерієм якості відтворення рівняння стану є відтворення динаміки потенційного вмісту вуглеводнів C_{5+} , розрахованої за результатами CVD-експеримента. На рисунку 1, наведено динаміку потенційного вмісту вуглеводнів C_{5+} до та після налаштування рівняння стану. Як бачимо, зелена крива чудово відтворює результати фактичних досліджень на газоконденсатність. На рисунку 2 наведено результат налаштування синтетичної кривої втрат (Liquid saturation). Точність відтворення інших величин (тиску початку конденсації, густини стабільного конденсату, конденсатогазового

Таблиця 1 – Компонентний склад пластового газу

Компонент	Мольна частка, %	Масова частка, %	Молекулярна маса, а.о.м.	Відносна густина				
N ₂	0,628	0,797	28,013					
CO ₂	4,175	8,327	44,010					
C ₁	82,923	60,292	16,043					
C ₂	6,218	8,474	30,070					
C ₃	2,163	4,323	44,097					
i-C ₄	0,233	0,614	58,124					
n-C ₄	0,510	1,344	58,124					
C ₅₊	FRC1	0,795	2,626	110,88	72,9	0,7503	0,7037	
	FRC2	1,201	5,087				93,5	0,7279
	FRC3	0,814	4,897				132,7	0,7632
	FRC4	0,293	2,590				195,3	0,8042
	FRC5	0,047	0,630				295,0	0,8504

Таблиця 2 – Фізико-хімічні властивості пластового газу та стабільного конденсату

Параметр		Величина
Пластовий газ	Густина, кг/м ³	0,917
	Молекулярна маса, а.о.м.	22,066
Стабільний конденсат	Густина, кг/м ³	772,6
	Кінематична в'язкість при 20 °С, сПз	1,092
	Молекулярна маса, а.о.м.	123

фактору по стабільному та нестабільному конденсату) наведено в таблиці 3.

Висновки

Запропонована методика дозволяє ефективно створювати PVT-моделі газоконденсатних систем із різним потенційним вмістом рідких вуглеводнів за обмеженої наявності вхідних даних, а саме:

– наявності вуглеводневого компонентного складу пластового газу лише до C₅₊;

– відсутності даних з компонентного складу рідкої фази за хроматографічних досліджень;

– відсутності результатів CVD-експерименту, але наявності репрезентативних результатів досліджень свердловин на газоконденсатність протягом розробки покладу.

Відтворене, таким чином, рівняння стану дозволяє оперативно вирішувати задачі оптимізації розробки родовищ за допомогою моделі «чорної нафти» або повнофункціональної композиційної моделі флюїдів. Слід зазначити, що для нових відкритих покладів із початковими пластовими тисками, створення достовірної PVT-моделі можливе лише за наявності репрезентативних проб із детальним компонентним складом та проведення повноцінних лабораторних досліджень, особливо CVD-експерименту.

Література

1. ASTM D86-15. Standard test method for distillation of petroleum products and liquid fuels at atmospheric pressure. PA: ASTM International, 2015. (<http://www.astm.org>)

2. Брусиловский А.И. Методология и результаты применения кубических уравнений состояния для моделирования термодинамических свойств природных углеводородных флюидов. *Актуальные вопросы исследований пластовых систем месторождений углеводородов*: сб. науч. статей в 2 ч. М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2011. ч. 2. с. 150-165. (Вести газовой науки).

3. Coats K.H., Smart G.T. (1986) Application of a regressionbased EOS PVT program to laboratory data, *Society of Petroleum Engineers Reservoir Engineering*, 1, 277-299.

4. Григорьев Б.А., Брусиловский А.И. Зинченко И.А. Математическое моделирование пластовых систем, уравнения состояния и фазовые равновесия пластовых флюидов и их компонентов. *Вести газовой науки*. 2016. № (28). С. 13-20.

5. Pedersen K.S. et al. (1989) Characterization of gascondensate mixtures, in: Chorn L.G., Mansoori G.A. (edited by) C7+ fraction characterization. New York, Taylor & Francis, 137-152.

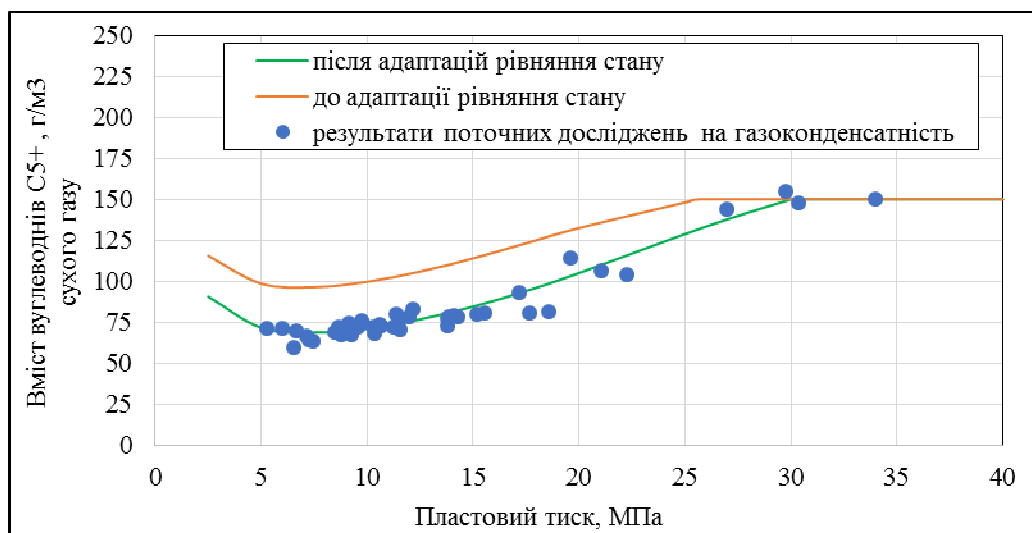


Рисунок 1 – Порівняння динаміки потенційного вмісту вуглеводнів C₅₊ в пластовому газі до та після налаштування рівняння стану

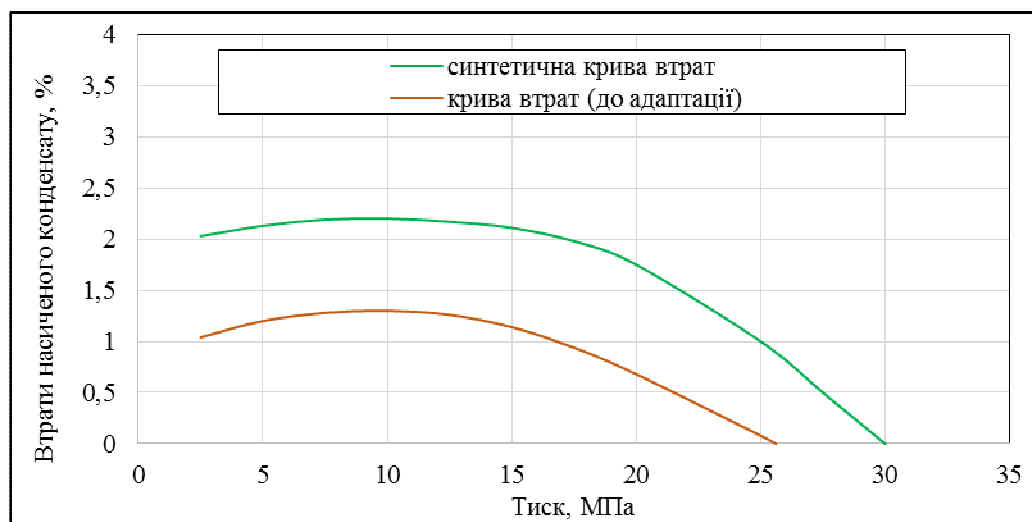


Рисунок 2 – Відтворення синтетичної кривої “Liquid saturation” CVD експеримента

Таблиця 3 – Порівняння замірених та розрахункових за рівнянням стану значень параметрів, що використовувалися під час його налаштування

PVTi експеримент	Параметр	Замірjene значення	Розрахункове значення	Одиниця виміру	Похибка, %
DEW	Тиск початку конденсації	300,00	300,01	бар	0
SEPS	Густина рідини	772,6	772,1	кг/м ³	0,06%
SEPS	Газоконденсатний фактор нестабільного конденсату (GOR)	4352,0	4371,4	м ³ /м ³	0,43%
SEPS	Газоконденсатний фактор нестабільного конденсату (cumulative GOR)	5830,9	5719,4	м ³ /м ³	1,91%

6. Whitson C.H., Brule M.R. Phase Behavior. *SPE Monograph Series*, Volume 20. Richardson, Texas, 2000. 240 p.
7. Whitson C. H. Characterizing Hydrocarbon Plus Fractions. *SPE Reservoir Engineering*. 1983. P. 683-694. (SPE 12233)
8. Ющенко Т.С., Брусиловский А.И. Эффективный метод построения и адаптации PVT-моделей пластовых флюидов газоконденсатных месторождений и газовых шапок нефтегазоконденсатных залежей. *Нефтяное хозяйство*. 2015. № 1. С. 56-60.
9. Зотов Г.А., Алиев З.С. Инструкция по комплексному исследованию газовых и газоконденсатных пластов и скважин. М. Недра, 1980. 301 с.
10. Брусиловский А.И. Фазовые превращения при разработке месторождений нефти и газа. М.: Издательский дом «Грааль», 2002. 579 с.
8. Yushchenko T.S., Brusilovskiy A.I. Effektivnyy metod postroyeniya i adaptatsii PVT-modeley plastovykh flyuidov gazokondensatnykh mestorozhdeniy i gazovykh shapok neftegazokondensatnykh zalezhey. *Neftyanoye khozyaystvo*. 2015. No 1. P. 56-60. [in Russian]
9. Zotov G.A., Aliyev Z.S. Instruksiya po kompleksnomu issledovaniyu gazovykh i gazokondensatnykh plastov i skvazhin. M.: Nedra, 1980. 301 p. [in Russian]
10. Brusilovskiy A.I. Fazovyye prevrashcheniya pri razrabotke mestorozhdeniy nefiti i gaza. M.: Izdatel'skiy dom «Graal'», 2002. 579 p. [in Russian]

References

1. ASTM D86-15. Standard test method for distillation of petroleum products and liquid fuels at atmospheric pressure. PA: ASTM International, 2015. (<http://www.astm.org>)
2. Brusilovskiy A.I. Metodologiya i rezul'taty primeneniya kubicheskikh uravneniy sostoyaniya dlya modelirovaniya termodinamicheskikh svoystv prirodnykh uglevodorodnykh flyuidov. *Aktual'nyye voprosy issledovaniy plastovykh sistem mestorozhdeniy uglevodorodov*: sb. nauch. statey v 2 ch. M.: Gazprom VNIIGAZ, 2011. ch. 2. P. 150-165. (Vesti gazovoy nauki). [in Russian]
3. Coats K.H., Smart G.T. (1986) Application of a regressionbased EOS PVT program to laboratory data, *Society of Petroleum Engineers Reservoir Engineering*, 1, 277-299.
4. Grigor'yev B.A., Brusilovskiy A.I. Zinchenko I.A. Matematicheskoye modelirovaniye plastovykh sistem, uravneniya sostoyaniya i fazovyye ravnovesiya plastovykh flyuidov i ikh komponentov. *Vesti gazovoy nauki*. 2016. No 4 (28). P. 13-20. [in Russian]
5. Pedersen K.S. et al. (1989) Characterization of gascondensate mixtures, in: Chorn L.G., Mansoori G.A. (edited by) C7+ fraction characterization. New York, Taylor & Francis, 137-152.
6. Whitson C.H., Brule M.R. Phase Behavior. *SPE Monograph Series*, Volume 20. Richardson, Texas, 2000. 240 p.
7. Whitson C. H. Characterizing Hydrocarbon Plus Fractions. *SPE Reservoir Engineering*. 1983. P. 683-694. (SPE 12233)

Наука — виробництву

УДК 622.692.4

DOI: 10.31471/1993-9973-2020-1(74)-89-95

ВПЛИВ ФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РІДИН НА ПРОЦЕС ОЧИЩЕННЯ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ ВІД РІДИННИХ ЗАБРУДНЕНЬ

¹В. Я. Грудз, ²Н. Б. Слободян*

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, (0342) 727138,
e-mail: v. grudz@nimg.edu.ua

²АТ “Івано-Франківськгаз”; 76010, м. Івано-Франківськ, вул. Ленкавського, 20, тел. (0342) 586274,
e-mail: nazar.slobodian28@gmail.com

Розглядаються сучасні технічні методи підвищення ефективності очищення магістральних газопроводів. Найбільш ефективним методом підвищення ефективності газопроводу є періодичні його очистки із застосуванням механічних очисних пристроїв. На практиці використовується велика кількість очисних поршинів з різними технологічними конструкціями, проте жоден з них не може повністю видалити рідинні скупчення. Причинами зниження ефективності очищення є наявність рідини в порожнині трубопроводу, яка може перебувати у двох формах – високов'язких смолистих відкладень та малов'язких рідких відкладень. Під час руху вони відіграють роль місцевих опорів. Характер процесу очищення магістральних газопроводів багато в чому визначається фізичними властивостями рідини, що витісняється. Отримано функціональну залежність розподілу швидкостей перерізом труби при виштовхуванні ньютонівської рідини, а також значення початкового тиску рідкої фази на очисний поршень. Досліджено взаємодію очисного пристрою, що містить рідкі скупчення із різними фізичними властивостями. Розроблено алгоритм для розрахунку об'єму перетікань через рухому границю у запоршневій простір за їх швидкістю. Побудовано залежність об'єму перетікань рідини унаслідок гідравлічного удару для ньютонівської і ньютонівської рідин. На основі проведених розрахунків побудовано графічні залежності поправочного коефіцієнта від відношення динамічного в'язкості до міри консистентності, а також залежності загального об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою. Отримано формулу для розрахунку поправочного коефіцієнта. Наведено результати розрахунків значення поправочного коефіцієнта, який враховує реологічні властивості рідини. Визначено оптимальну швидкість очисного пристрою, яка залежить від властивостей і реології ньютонівської рідини.

Ключові слова: реологія, рідинні скупчення, ньютонівська рідина, очищення, очисний поршень, оптимальна швидкість, гідравлічний удар, перетікання рідини.

Рассматриваются современные технические методы повышения эффективности очистки магистральных газопроводов. Наиболее эффективным методом повышения эффективности газопровода являются периодические его очистки с применением механических очистных устройств. На практике используется большое количество очистных поршиней различных технологических конструкций, однако ни один из них не в состоянии полностью удалить жидкостные скопления. Причинами снижения эффективности очистки является наличие жидкости в полости трубопровода, которая может находиться в двух формах - высоковязких смолистых отложений и маловязких жидких отложений. При движении они играют роль местных сопротивлений. Характер процесса очистки магистральных газопроводов во многом определяется физическими свойствами вытесняемой жидкости. Получена функциональная зависимость распределения скоростей по сечению трубы при выталкивании ньютонической жидкости, а также значение начального давления жидкой фазы на очистной поршень. Исследовано взаимодействие очистного устройства с ридкими скоплениями, имеющими различные физические свойства. Разработан алгоритм для расчета объема

перетоков через подвижну границу в запоришевое пространство по их скорости. Построена зависимость объема перетоков жидкости вследствие гидравлического удара для ньютоновской и неньютоновской жидкостей. По результатам проведенных расчетов построены графические зависимости поправочного коэффициента от отношения динамической вязкости в меру консистентности, а также зависимости общего объема перетоков от скорости движения очистного устройства. Получена формула для расчета поправочного коэффициента. Приведены результаты расчетов значения поправочного коэффициента, который учитывает реологические свойства жидкости. Определена оптимальная скорость очистного устройства, в зависимости от свойств и реологии неньютоновской жидкости.

Ключевые слова: реология, жидкостные скопления, неньютоновская жидкость, очистка, очистительный поршень, оптимальная скорость, гидравлический удар, переток жидкости.

The article deals with modern technical methods of improving the efficiency of gas pipelines cleaning. The most effective method of improving the efficiency of a gas pipeline is its periodical cleaning with mechanical treating units. In practice, a large number of cleaning pistons of various technological designs are used. Regardless of the design, none of them can completely remove the fluid accumulations. The reason for the decrease in efficiency is the presence of fluid in the cavity of the pipeline. The fluid can be of two types – high-viscosity resinous deposits and low-viscosity liquid deposits. When moving, they perform the role of local resistance. The type of the main gas pipeline purification process is largely determined by the physical properties of the fluid which is being displaced. The authors specify the functional dependence of the velocity distribution in the pipe cross-section while displacing the Newtonian fluid, as well as the value of the initial pressure of the liquid phase on the cleaning piston. The interaction of a purifying device with fluid accumulations having different physical properties is investigated. The authors develop the algorithm of calculating the volume of the flows over a moving boundary into a back-piston space, in relation to their velocity. The dependence of the volume of fluid flows caused by hydraulic shock for Newtonian and non-Newtonian fluids is composed. Based on the calculations, the authors plot the graphical dependence of the correction coefficient on the ratio of dynamic viscosity to the degree of consistency, as well as the dependence of the total flow rate on the speed of movement of the cleaning unit. The formula for calculating the correction coefficient is obtained. The article presents the results of calculating the value of the correction coefficient which takes into account the rheological properties of the fluid. In relation to the properties and rheology of the non-Newtonian fluid, the authors determine the optimal velocity of a treating unit.

Keywords: rheology, fluid accumulations, non-Newtonian fluid, cleaning, cleaning piston, optimum speed, hydraulic shock, fluid flows.

Вступ

Найбільш ефективним методом підвищення гідравлічної ефективності газопроводу є періодичні його очистки із застосуванням механічних очисних пристроїв. Незалежно від конструкції очисного пристрою жоден з них не може повністю видалити рідинні забруднення. Очищення магістральних газопроводів від різного роду забруднень є технологічно складним і енерговитратним процесом.

Процес витіснення рідини твердим тілом у трубопроводі описується складною системою рівнянь, що враховують розподіл швидкостей у області рідкої фази, пружну взаємодію рідини і твердого тіла, а також деформацію елементів ущільнювачів. Тому характер процесу багато в чому визначається фізичними властивостями рідини, що витісняється.

Мета роботи – з'ясувати вплив фізичних властивостей рідини на процес її витіснення із магістрального газопроводу.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Аналіз стану внутрішньої порожнини газопроводу свідчить, що фізичні властивості рід-

ких скупчень змінюються в широких межах, причому на початкових ділянках рідина може мати явно виражені неньютонівські властивості. Неврахування властивостей рідини може призвести до відхилення режиму очищення від оптимального, що, в свою чергу, негативно вплине на якість цього очищення [1].

Як зазначалося вище, відкладення в газопроводі по довжині лінійної ділянки є нерівномірним. Так, на початкових від входу кілометрах траси (приблизно до 20-25 км) відкладення в трубопроводі мають вигляд смолистих речовин із неньютонівськими властивостями і є продуктами витіснення мастила з нагнітачів. Поза позначкою 20-25 км від початку траси досягається «точка роси» газу, тому відкладення на цій ділянці газопроводу є малов'язкими і представлені різними фракціями води і конденсату: вони залягають у понижених ділянках траси і мають вигляд рідинних корків.

Для очищення газопроводу від рідинних скупчень очисними поршнями розроблено технологію процесу, основою якої є забезпечення оптимальної швидкості очисного пристрою заданої конструкції. В [2] наведено розрахункові залежності для визначення оптимальної швидкості руху очисного пристрою. Також ряд до-

слідників [3] вбачають вирішення поставленої задачі в створенні нових конструкцій очисних пристроїв, здатних зменшити підвищення тиску рідинного корка на поршень у момент їх зустрічі. Проте, швидка зношувальність елементів ущільнювачів очисного пристрою робить не ефективними ці конструкції для очищення газопроводів великої протяжності.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Як було показано вище, неньютонівські властивості рідинних відкладів у газопроводі на перших 20-25 км кілометрах траси суттєво впливають на величину оптимальної швидкості очищення. Отже, щоб досягти максимального ефекту від очищення початкової ділянки газопроводу слід забезпечити оптимальну швидкість із врахуванням неньютонівських властивостей відкладів. На решті площі газопроводу оптимальна швидкість повинна суттєво зрости для повного видалення малов'язких рідких скупчень з газопроводу. В такому випадку виникає запитання: чи призведе неврахування неньютонівських властивостей відкладів на початку лінійної ділянки газопроводу до зниження гідравлічної ефективності після очищення.

Формулювання цілей статті

Через складність гідродинамічних процесів та процесів взаємодії рідини і твердого тіла неможливо створити модель, яка б дала змогу проводити розрахунки очищення газопроводу. У зв'язку з цим необхідно користуватися емпіричними і напівемпіричними залежностями. Проте, ці залежності повинні враховувати відхилення фізичних властивостей рідини від неньютонівських. В іншому випадку залежності неадекватно відобразатимуть характеристики процесу очищення трубопроводів.

Таким чином, для підвищення ефективності очищення порожнини газопроводів з відкладенням неньютонівських рідин необхідно провести комплекс досліджень, що включають аналіз впливу фізичних властивостей рідин на процес очищення газопроводу від рідинних забруднень.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Пружна дія рідинної пробки, що виштовхується поршнем із трубопроводу, з елементами ущільнювачів очисного пристрою, призводить до підвищення тиску в рідкій фазі і деформації ущільнювачів. В результаті такої взаємодії в пристінному шарі утворюються щілини,

через які рідина протікає в запоршневий простір [4].

Характер деформацій і величина перетікань рідини, через рухому тверду границю визначається нерівномірністю розподілу тиску в перетині потоку рідинної області, що, в свою чергу, викликано відмінністю між формами епюр швидкостей твердого тіла і рідкої фази. нерівномірність розподілу швидкостей по перерізу потоку виштовхувальної рідини визначається рівнянням, яке включає фізичні властивості рідини. При відомому розподілі швидкостей у перетині потоку $U(x, r)$ характер розподілу тиску в ньому визначається із залежності [5].

$$\frac{\Delta P(x, r)}{E} = \frac{2\delta_0}{\delta_0 + \delta} \left[1 - \frac{\delta}{\delta_0} \frac{U(x, r)}{U_0} \right], \quad (1)$$

де E – модуль пружності рідини.

Отримане рівняння спільно з рівнянням деформацій манжет очисного пристрою дозволяють визначити об'єм перетікань рідини через рухому границю по довжині трубопроводу L .

Зусилля, що впливає на ущільнюючу манжету площею ω , може бути визначено із залежності

$$F = \int_{\omega} P(x, r) dr. \quad (2)$$

Розглядаючи манжету як консольну балку з розподіленим навантаженням $f = \frac{F}{2\pi R}$, до вільного кінця якої прикладена сила $F = \frac{T}{2\pi R}$, знайдемо прогинання вільного кінця балки

$$y = \frac{fh^4}{8(EI)_n}, \quad (3)$$

де $(EI)_n$ – жорсткість матеріалу манжети.

Ширина щілини, що утворюється при цьому біля стінки трубопроводу при вказаній величині деформації манжети становитиме

$$\Delta = \frac{y^2}{2z}, \quad (4)$$

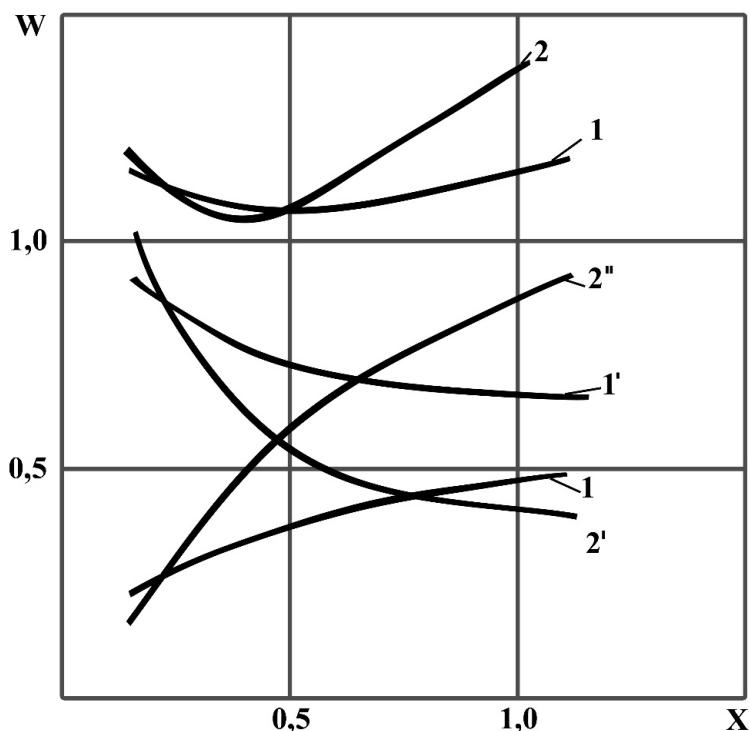
z – ширина манжети.

Загальна площа кільцевої щілини

$$\omega_{щ} = 2\pi R \Delta. \quad (5)$$

З огляду на малу товщину манжети (довжини щілини), можна припустити, що коефіцієнт витрати через щілину буде постійним і не залежатиме від властивостей рідини. Тоді витрата рідини через щілину обчислюватиметься за виразом

$$Q_{щ} = \mu \omega_{щ} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho g}}, \quad (6)$$



1 – сумарні перетікання (ньютонівська рідина); 2 – сумарні перетікання (неньютонівська рідина); 1' – перетікання унаслідок гідродудару (ньютонівська рідина); 2' – перетікання унаслідок гідродудару (неньютонівська рідина); 1'' – шляхові перетікання (ньютонівська рідина); 2'' – шляхові перетікання (неньютонівська рідина)

Рисунок 1 – Залежність об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою

де ΔP – перепад тиску на рухомому очисному пристрої.

$$\Delta P = \frac{4T}{\pi R^2}, \quad (7)$$

де T – сила тертя манжет стінки труб.

Загальний об'єм рідини, який перетікає через рухому границю на відстані L при постійній швидкості руху очисного поршня, може бути знайдений з формули

$$W_1 = Q_{ш} \frac{L}{U_0}. \quad (8)$$

Використовуючи описаний вище алгоритм, було побудовано залежність об'єму перетікань W_1 від швидкості руху очисного пристрою U_0 . Діапазон вимірювання швидкості очисного пристрою був прийнятий на рівні 2-20 м/с. Результати у вигляді графіка наведені на рисунку 1.

Якщо в рівняння розподілу швидкостей в рідкій області прийняти $n=1$, а структурну в'язкість α - рівну в'язкості μ ньютонівської рідини, то вказане рівняння може служити основою для розрахунку режиму виштовхування ньютонівської рідини з трубопроводу [6].

Використовуючи викладений вище алгоритм, було проведено розрахунки об'ємів перетікань ньютонівської рідини в запоршневий простір. При цьому динамічна в'язкість виштовхуваної рідини вимірювалася в межах від 0,8 до 3,8 сП. Решта параметрів (довжина і діаметр трубопроводу, пружність манжет поршня, швидкість його руху) приймалася такими ж, як і у разі виштовхування неньютонівської рідини. В результаті побудовані графіки залежності об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою.

Іншим чинником, що сприяє перетіканню рідини в запоршневий простір, є гідравлічний удар, що виникає у момент зустрічі очисного поршня і корка рідких скупчень. Величина підвищення тиску внаслідок гідравлічного удару очисного поршня і корка рідини в трубопроводі може бути знайдена з рівняння Жуковського [7]

$$\Delta P_x = U_0 \cdot \rho \cdot c, \quad (9)$$

де ρ – густина рідини;

c – швидкість розподілу звукової хвилі в рідкій фазі.

$$c = \sqrt{\frac{E_y}{\rho}}. \quad (10)$$

Тоді

$$\Delta P_y = U_0 \sqrt{E \cdot \rho}. \quad (11)$$

Використовуючи рівняння деформації мажета у вигляді (4), а також рівняння витрати рідини через щілину у вигляді (6), можна визначити об'єм рідини, що перетікає за час, рівний фазі гідравлічного удару

$$t_y = \frac{2l_n}{c} = \frac{2M_g}{\pi R^2 \sqrt{E\rho}}, \quad (12)$$

де M_g – маса рідини в трубопроводі діаметром $2R$;

l_n – довжина рідинного корка.

За рівнянням (8) з врахуванням (6) і (5) можна побудувати залежність об'єму перетікань рідини унаслідок гідравлічного удару в запоршневому просторі.

$$W_2 = \mu_{ц} \omega_{ц} t_y \sqrt{\frac{\Delta P_y}{\rho g}}. \quad (13)$$

За формулою (13) побудовано залежності об'ємів перетікання W_2 внаслідок гідроудару від швидкості руху очисного пристрою U_0 . Ці залежності побудовані при різних значеннях фізичних властивостей ньютонівської рідини і у вигляді графіків наведені на рисунку 1.

З графіків видно, що об'єм перетікання W_1 на довжині трубопроводу L через нерівномірність розподілу швидкостей у перетині потоку із збільшенням швидкості руху очисного пристрою зменшується. Це пояснюється наближенням форми епюру рідини і твердого тіла при збільшенні швидкості руху останнього.

Об'єм перетікань W_2 внаслідок гідравлічного удару поршня і корка рідких скупчень із збільшенням швидкості руху очисного пристрою зростає. Це добре узгоджується з рівнянням Жуковського для гідравлічного удару.

Загальний об'єм перетікань рідини в запоршневий простір може бути представлений у вигляді суми об'ємів W_1 і W_2 . Залежність загального об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою наведена на рисунку 1. Ця залежність має мінімум, якому відповідає оптимальна швидкість руху очисного пристрою.

Аналогічно крива залежності об'єму загальних перетікань побудована для випадку витіснення поршнем ньютонівської рідини. Зіставлення кривих для ньютонівської і неньютонівської рідин показує, що оптимальні швидкості руху очисного пристрою в обох випадках істотно відрізняються.

Слід зазначити, що для визначення оптимальної швидкості руху очисного поршня, що

виштовхує ньютонівську рідину, в роботі [5] одержано емпіричну формулу такого вигляду:

$$\left(\frac{U_0 d \rho}{\mu} \right)^m = \frac{A}{c} \left(\frac{B}{M_g / (\rho d^2 \delta)} + \frac{\delta \mu^2}{d T \rho} \right). \quad (14)$$

За цією формулою визначалася оптимальна швидкість очисного пристрою для тих же умов, для яких вона визначалася у ході теоретичних досліджень. Порівняння результатів показує, що значення оптимальної швидкості, одержане різними методами, не збігаються.

Це пояснюється деякою ідеалізацією умов витіснення рідини при реалізації аналітичного методу визначення оптимальної швидкості. Звідси випливає, що у визначенні оптимальної швидкості руху очисного пристрою, що виштовхує неньютонівську рідину, буде також допущена істотна помилка. Тому для чисельного визначення оптимальної швидкості руху очисного пристрою у разі неньютонівської рідини запропоновано метод, що базується на порівнянні результатів емпіричних і теоретичних досліджень. Згідно з цим методом оптимальна швидкість очисного пристрою при витісненні неньютонівської рідини визначалася із залежності

$$U_0^* = k \cdot U_0, \quad (15)$$

де U_0 – оптимальна швидкість руху очисного пристрою при витісненні ньютонівської рідини, яка визначалася із формули (15);

k – поправочний коефіцієнт, що враховує властивості реології неньютонівської рідини.

Для визначення коефіцієнта k порівнювали оптимальну швидкість U_0 , розраховану за формулою (15) з аналогічним значенням цієї величини, одержаної для неньютонівської рідини аналітичним методом. Розрахунки виконувалися при різних значеннях ступеня неньютонівської поведінки n , при різних відношеннях динамічної в'язкості і міри консистентності μ та α , а також при різних відносних об'ємах рідини в трубопроводі $V_p/V_{тр}$. У кожному випадку визначалося значення поправочного коефіцієнта

$$k = \frac{U_0^*}{U_0}. \quad (16)$$

Результати у вигляді графіків зображені на рисунку 2 і наведені в таблиці 1. Їх обробка методами регресивного аналізу дала змогу одержати формулу для розрахунку поправочного коефіцієнта у вигляді

$$k = 0,743 \left(\frac{V_p}{V_{mp}} \right)^{-0,013} \left(\frac{\mu}{\alpha} \right)^{0,667} n^{0,25}. \quad (17)$$

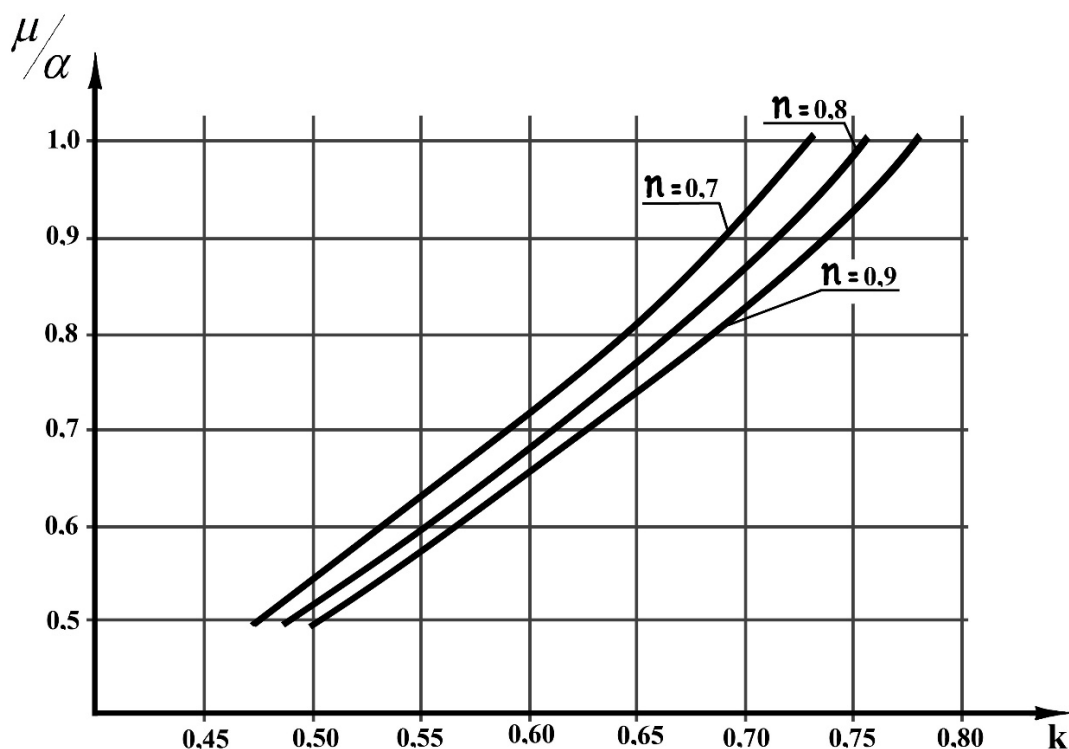


Рисунок 2 – Залежність поправочного коефіцієнта від відношення динамічного в'язкості до міри консистентності

Таблиця 1 – Значення поправочного коефіцієнта, який враховує реологічні властивості рідини

Ступінь неньютонівської поведінки, n	μ/α	Поправочний коефіцієнт, k
0,7	0,6	0,5317516
0,7	0,8	0,6442330
0,7	1,0	0,7376216
0,8	0,6	0,5498026
0,8	0,8	0,6661024
0,8	1,0	0,7630007
0,9	0,6	0,5662326
0,9	0,8	0,6860078
0,9	1,0	0,7861007

Таким чином, для розрахунку оптимальної швидкості руху очисного пристрою, який витісняє неньютонівську рідину, необхідно заздалегідь знайти з (14) значення швидкості U_0 , а потім з (17) поправочного коефіцієнта k і відповідно до (15) скоригувати значення оптимальної швидкості.

Аналіз результатів досліджень показує, що залежно від властивостей та реології неньютонівської рідини, значення оптимальної швидкості поршня може відхилитися від значення, одержаного за (14) на величину до 40 %.

Висновки

Отримано функціональну залежність розподілу швидкостей у перерізі труби при виштовхуванні ньютонівської рідини, а також значення початкового тиску рідкої фази на очисний поршень. Досліджено взаємодію очисного пристрою з рідкими скупченнями, розроблено алгоритм для розрахунку об'єму перетікань через рухомиху границю в запоршневий простір за його швидкістю. Побудовано залежність об'єму перетікань рідини унаслідок гідравлічного удару для ньютонівської і неньютонівської рідин. В результаті проведених розрахунків визначено оптимальну швидкість очисного пристрою в залежності від властивостей і реології неньютонівської рідини.

Література

References

1. Галлиулин З.Т., Ходанович И.Е., Девичев В.В. Вопросы физического моделирования нестационарных течений газа в магистральных газопроводах с учетом влияния инерционных сил и зон гидравлического сопротивления. *Сб. трудов ВНИИГАЗ*. 1976. С. 56-59.
2. Грудз В.Я., Калинин С.И., Михалкив В.Б., Тымкив Д.Ф. Методика состояния магистрального газопровода. Киев: Час, 1990. С. 86-87.
3. Грудз В.Я. Исследование эффективности очистных устройств в газопроводах с пересеченным профилем трассы. Диссертационная работа на соискание ученой степени к.т.н., Ивано-Франковськ, 1980. С. 44-48.
4. Капцов И.И., Гончаров Б.Н. Анализ загрязнений магистральных газопроводов. *Газовая промышленность*. 1979. № 8. С. 103-108.
5. Грудз В.Я., Переяслов В.Н., Хизгилов И.Х. Влияние скорости очисных устройств на эффективность продувки газопроводов. *Нефтяная и газовая промышленность*. 1974. № 6. С. 65-67.
6. Калинин С.И. Грудз В. Я. Про витиснення твердим тілом неньютонівської рідини з трубопроводу. *Нафтова і газова промисловість*. 1992. № 4. С. 25-27.
7. Кутыршин А.П., Корнилов Г.Г. Оценка характеристики движения разделителей по трубопроводу. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. Труды БНИИСПТнефТЬ, вып.9, Уфа, 1972. С. 37-40.
8. Губин В.Е., Левин В.С. Течение неньютоновской жидкости в начальном участке круглой трубы. *Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов*. 1972. Выпуск IX. С. 20-23.
9. Губин В.Е., Левин В.С.. Течение вязкопластичной жидкости в начальном участке круглой трубы. *Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов*. 1972. Выпуск IX . С. 32-40.

1. Galliulin Z.T., Hodanovich I.E., Devichev V.V. Voprosyi fizicheskogo modelirovaniya nestatsionarnyih techeniy gaza v magistralnyih gazoprovodah s uchetom vliyaniya inertsionnyih sil i zon gidravlicheskogo soprotivleniya. *Sb. trudov VNIIGAZ*, 1976 P. 56-59. [in Russian]
2. Grudz V.Ya., Kalin S.I., Mihalkiv V.B., Tyimkiv D.F. Metodika sostoyaniya magistralnogo gazoprovoda. Kiev: Chas, 1990. P. 86-87. [in Russian]
3. Grudz V.Ya. Issledovanie effektivnosti ochistnyih ustroystv v gazaprovodah s peresechennym profilem trassyi. Dissertatsionnaya rabota na soiskanie uchenoy stepeni k.t.n., Ivano-Frankovsk, 1980. P. 44-48. [in Russian]
4. Kaptsov I.I., Goncharov B.N. Analiz zagryazneniy magistralnyih gazoprovodov. *Gazovaya promyishlennost*. 1979. No 8. P. 103-108. [in Russian]
5. Grudz V.Ya., Pereyaslov V.N., Hizgilov I.H. Vliyanie skorosti ochisnyih ustroystv na effektivnost produvki gazoprovodov. *Neftyaniaya i gazovaya promyishlennost*. 1974. No 6. P. 65-67. [in Russian]
6. Kalyn S.I. Hrudz V. Ya. Pro vytysnennia tverdym tilom neniutonivskoi ridyny z truboprovodu. *Naftova i hazova promyslovist*. 1992. No 4. P. 25-27. [in Ukrainian].
7. Kutyirshin A.P., Kornilov G.G. Otsenka harakteristiki dvizheniya razdeliteley po truboprovodu. *Transport i hranenie nefi i nefteproduktov*. Trudy BNIISPTneft. 1972.Vol.9. P. 37-40. [in Russian]
8. Gubin V.E., Levin V.S. Techenie nenyutonovskoy zhidkosti v nachalnom uchastke krugloy trubyi. *Transport i hranenie nefi i nefteproduktov*. 1972. Vol IX. P. 20-23. [in Russian]
9. Gubin V.E., Levin V.S.. Techenie vyazkoplastichnoy zhidkosti v nachalnom uchastke krugloy trubyi. *Transport i hranenie nefi i nefteproduktov*. 1972. Vol IX. P. 32-40. [in Russian]

ЛІТОФАЦІАЛЬНЕ ЗОНУВАННЯ ПРОДУКТИВНИХ ГОРИЗОНТІВ НАФТОГАЗОВИХ РОДОВИЩ З ВИКОРИСТАННЯМ ШТУЧНОЇ НЕЙРОННОЇ МЕРЕЖІ

І. О. Федак, Я. М. Коваль*

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: geophys@nupg.edu.ua*

Якість проекту розроблення нафтогазового родовища значною мірою залежить від точності прогнозування процесів, які будуть відбуватися у поровому просторі пластів-колекторів під час вилучення вуглеводнів за визначених технологічних умов у експлуатаційних свердловинах. Таке прогнозування можливе за умови наявності геологічної моделі родовища. І чим детальніша модель, тим точніше прогнозування. Увесь об'єм інформації, який використовується для створення геологічної моделі родовища, має дискретний характер, а її детальність визначається кількістю свердловин, які розкрили продуктивні пласти. Характер зміни колекторських властивостей продуктивних пластів за їх простяганням та перпендикулярно до нашарування є одним з найважливіших елементів геологічної моделі. Створення елементів даного типу потребує інформації лабораторних досліджень кернавого матеріалу, інтерпретації результатів геофізичних досліджень та методики прогнозування характеру зміни колекторських властивостей у міжсвердловинному просторі. Наявність заданих елементів дає змогу встановити, у якій обстановці відбувалося нагромадження осадових порід у межах існуючих свердловин та якому типу фації відповідають геологічні розрізи відкритих продуктивних інтервалів. Літофаціальне зонування площі продуктивного пласта за даною інформацією дає змогу прослідкувати закономірності розповсюдження фацій різного типу, встановити їх взаємне розташування, та, відповідно, прогнозувати характер зміни колекторських властивостей у міжсвердловинному просторі. Відсутність достатньої кількості кернавого матеріалу, що є типовою проблемою, суттєво ускладнює можливість ідентифікації фацій. Існує інший спосіб вирішення даної задачі – це ідентифікація фацій за морфологією геофізичних кривих. У наш час така задача вирішується на якісному рівні. У даній роботі запропоновано застосувати кількісну методику ідентифікації фацій з використанням штучної нейронної мережі. Зокрема, морфологія кривих формалізується рядом параметрів, які формують вхідний вектор штучної нейронної мережі. На виході мережі формуються кластери каротажних кривих з подібною морфологією, які аналітичним шляхом відносять до певного виду фацій. На основі отриманої інформації проводять літофаціальне зонування продуктивних горизонтів.

Ключові слова: морфологія геофізичних кривих; штучна нейронна мережа; геологічна модель родовища; колекторські властивості продуктивних пластів; осадові геологічні фації.

Качество проекта разработки нефтегазового месторождения в большой степени зависит от точности прогнозирования процессов, происходящих в поровом пространстве пластов-коллекторов при извлечении углеводородов в определенных технологических условиях в эксплуатационных скважинах. Такое прогнозирование возможно при наличии геологической модели месторождения. И чем более подробная модель, тем точнее прогнозирование. Весь объем информации, используемой для создания геологической модели месторождения, имеет дискретный характер, а ее детальность определяется количеством скважин, раскрывших продуктивные пласты. Характер изменения коллекторских свойств продуктивных пластов по их простиранию и перпендикулярно наложению является одним из важнейших элементов геологической модели. Создание элементов данного типа требует информации лабораторных исследований кернавого материала, интерпретации результатов геофизических исследований и методики прогнозирования характера изменения коллекторских свойств в междускважинном пространстве. Наличие упомянутых элементов позволяет установить, в какой обстановке происходило осадконакопление в пределах существующих скважин и каким типам фаций соответствуют геологические разрезы вскрытых продуктивных интервалов. Литофаціальное зонирование площади продуктивного пласта по данной информации позволяет проследить за закономерности распространения фаций различного типа, установить их взаимное расположение, и, соответственно, прогнозировать характер изменения коллекторских свойств в междускважинном пространстве. Отсутствие достаточного количества кернавого материала, является типичной проблемой, существенно затрудняющей возможность идентификации фаций. Существует другой способ решения данной задачи - это идентификация фаций по морфологии геофизических кривых. В наше время такая задача решается на качественном уровне. В данной работе предложено применить количественную методику идентификации фаций с использованием искусственной нейронной сети. В частности, морфология

кривых формализуется рядом параметров, формирующих входной вектор искусственной нейронной сети. На выходе сети формируются кластеры каротажных кривых с подобной морфологией, которые аналитическим путем относят к определенному виду фаций. На основе полученной информации проводят литофациальное зонирование продуктивных горизонтов.

Ключевые слова: морфология геофизических кривых; искусственная нейронная сеть; геологическая модель месторождения; коллекторские свойства продуктивных пластов; осадочные геологические фации.

The quality of an oil and gas field development project depends greatly on the accuracy of forecasting the processes that occur in the pore space of reservoirs during the extraction of hydrocarbons under certain technological conditions in production wells. The forecasting is possible if there is a geological model of the field. The more detailed the model is, the more accurate the prediction will be. The whole amount of information used to create a geological model of a field is of discrete nature, and its level of detail is determined by the number of wells that have discovered pay formations. One of the most important elements of the geological model is the nature of changes in reservoir properties of productive formations along their stretch and perpendicular to bedding. The creation of elements of this type requires information from laboratory studies of core material, interpretation of the wells logging results and methods for predicting the nature of changes in reservoir properties in the interwell space. The presence of these elements makes it possible to investigate the situation in which sedimentation (within the existing wells) took place and what types of facies the geological sections of the drilled producing intervals correspond to. Lithofacial zoning of the productive formation according to this information makes it possible to trace the regularities of distribution of facies of various types, to establish their mutual location, and accordingly to predict the nature of changes in reservoir properties in the interwell space. The lack of a sufficient amount of core material is a typical problem that makes it difficult to identify facies. There is another way to solve this problem – this is the identification of facies according to the morphology of logging curves. Nowadays, this problem is solved at a qualitative level. In this paper, it is proposed to apply a quantitative method for identifying facies using an artificial neural network. In particular, the morphology of curves is formalized by a number of parameters that form the input vector of an artificial neural network. At the output of the network, the clusters of logging curves with a similar morphology are formed. The authors refer these clusters to a certain type of facies analytically. On the basis of the information obtained, lithofacial zoning of the productive formations is carried out.

Key words: morphology of logging curves; artificial neural network; geological model of the deposit; reservoir properties of productive formations; sedimentary geological facies.

Вступ

Наявність в Україні власних ресурсів вуглеводнів дає змогу розвиватись різним галузям промисловості, а продукції українських підприємств успішно конкурувати на світових ринках. Але розвідані запаси нафти і газу є обмеженими, що вимагає як пошуку та розвідки нових покладів вуглеводнів, так і забезпечення високого коефіцієнту нафтогазовилучення з продуктивних горизонтів існуючих родовищ.

Ефективність процесу видобування нафти і газу залежить, насамперед, від якості проекту розроблення родовища. Основою такого проекту є геологічна вивченість продуктивних товщ, яка формалізується у вигляді геологічної моделі родовища. Складовими частинами такої моделі є геологічні побудови у вигляді карт та профілів зміни вздовж продуктивних горизонтів петрофізичних параметрів, важливих для розуміння існуючої у пласті ситуації та прогнозування її розвитку у процесі нафтогазовилучення. Інформаційним наповненням геологічних побудов є, окрім інших, дані геофізичних досліджень свердловин (ГДС). Недоліком такого інформаційного забезпечення є те, що дані ГДС дають змогу отримати тільки дискретні знання в кожній конкретній свердловині. Тому прогнозування зміни петрофізичних властивос-

тей пластів-колекторів у просторі між свердловинами залишається **актуальною проблемою**.

Метою даної роботи є обґрунтування методики диференціювання продуктивних горизонтів нафтогазових родовищ на ділянки з різними умовами нагромадження осадів за морфологічними ознаками кривих ГДС з використанням штучних нейронних мереж.

Огляд літератури

Причиною мінливості петрофізичних характеристик пластів-колекторів вздовж їхнього простягання є відмінність в умовах нагромадження гірських порід у площинному відношенні та у часі. Седиментологічний аналіз, який дає змогу вивчати згадані процеси, – один з основних напрямів геології, закладений ще у XVII сторіччі Леонардом да Вінчі і Н. Стеноном, та розвинутий у працях Ж. Бюффона, М. Ломоносова (“Про шари земні”, 1763 р.) та ін. З появою мікроскопа седиментологія отримала новий поштовх, що вилилось у праці У. Х. Твенховела (“Вчення про утворення осадів”, 1936 р.), Ф. Д. Петтіджона (“Осадкові породи”, 1981 р.), М. М. Страхова (“Основи теорії літогенезу”, 1960 р.) тощо. У наш час згадані дослідження розвиваються у напрямку реконс-

трукції умов нагромадження осадів. Піонером таких досліджень став Х. Редінг, який у своїй праці “Обстановки осадконакопления и фации” (1990) [1, 2] остаточно сформулював головні положення, розробив методуку, структуру і методи фаціального аналізу.

Одними з таких методів стали геофізичні дослідження, результати яких у своїх роботах з визначення умов седиментації гірських порід використовували Р. Г. Нанц (1954 р.), Д. А. Буш (1959 р.), С. Г. Вішер (1965 р.), С. І. Пірсон (1970 р.). У вітчизняній геологічній науці цьому напрямку приділили увагу такі науковці, як Н. І. Чернишов, В. С. Муромцев, Т. С. Ізотова та ін. У своїй праці [3] Ізотова Т. С., Денісов С. Б., Вендельштейн Б. Ю. виділили ряд генетичних показників гірських порід, які відображаються на кривих ГДС: літотипи та їх парагенез, структура та текстура пісковиків і глин, шаруватість, частота і відносна швидкість зміни фаций, перерви у процесі нагромадження осадів, циклічність. Ними було створено ряд методик, які дають змогу за комплексом методів ГДС та досліджень кернавого матеріалу детально виділяти різні зони пластів континентальних та морських обстановок нагромадження осадів. Даний напрямок досліджень отримав розвиток у працях Старостіна В. А., Федака І. О. [4, 5, 6], де автори обґрунтували методуку літофаціального зонування продуктивних горизонтів на основі аналізу морфології геофізичних кривих.

Дана робота є продовженням досліджень у цьому напрямку. Процес нагромадження осадів створює образ гірської породи, що знаходить своє відображення у геофізичних кривих, проаналізувавши який, можна уявити часовий перебіг подій та обставини, за яких відбувалося її формування: характер та швидкість зміни кліматичних умов, глибину басейну нагромадження осадів, динаміку водних потоків, інтенсивність геологічних рухів твердої поверхні тощо. Стрімкий розвиток штучного інтелекту дає новий інструмент для розпізнавання цих образів – штучні нейронні мережі. Автори роботи створили, налаштували та використали штучну нейронну мережу для літофаціального зонування продуктивних горизонтів Білокам’янського нафтового родовища за морфологією геофізичних кривих.

Вхідні дані і методи

У роботі використані діаграми ГДС, проведені у свердловинах Білокам’янського родовища Кримською геофізичною експедицією та результати петрофізичних досліджень, представлені у звіті з підрахунку запасів нафти на

Білокам’янському нафтовому родовищі, складеному тематичною експедицією Кримгеологія [7].

В якості інструменту для проведення класифікації геофізичних кривих за їх морфологією використано штучну нейронну мережу (ШНМ) типу мережі Кохонена. Однією із задач, яка вирішується за допомогою мережі Кохонена, є задача кластеризації – поділ досліджуваної множини об’єктів на групи “схожих” об’єктів, які називаються кластерами. Формально задача кластеризації описується наступним чином [8].

Мережа Кохонена забезпечує відображення потоку n -вимірних вхідних векторів $x(i) = (x_1(i), x_2(i), \dots, x_n(i))$, де $i = 1, 2, \dots, k$, у вихідний вектор $y = y_1, y_2, \dots, y_m$. З кожним із вихідних нейронів асоціюється вектор вагових коефіцієнтів $w_j = w_{1j}, w_{2j}, \dots, w_{nj}$, елементам якого спочатку надають невеликі випадкові значення. Вхідний вектор x порівнюють з усіма векторами вагових коефіцієнтів w_j . Критерієм такого порівняння найчастіше вибирають квадрат евклідової відстані. Відстань між вектором вагових коефіцієнтів нейрона-“переможця” та вхідним вектором:

$$d_j = \min \left\| \sum_{i=1}^n (x_i - w_{ij}) \right\|^2 = \min \left\| (x - w_j) \right\|^2 = \left\| (x - w_c) \right\|^2, \quad (1)$$

де w_c — вектор вагових коефіцієнтів нейрона-“переможця” c .

Визначення нейрона-“переможця” ініціює процес навчання області, яка включає сам нейрон та його деякий окіл, за ітераційною формулою:

$$w_j(n+1) = w_j(n) + \Phi_{cj}(n) [x(n) - w_j(n)]. \quad (2)$$

Функція сусідства $\Phi_{cj}(n) = \Phi(\|l_c - l_j\|, n)$, залежить від відстані між координатою l_c нейрона-“переможця” c та координатою l_j поточного нейрона j на карті Кохонена. Найпростіша функція сусідства фіксує область активізації процесу навчання $L_c(n)$, розташовану навколо нейрона-“переможця”:

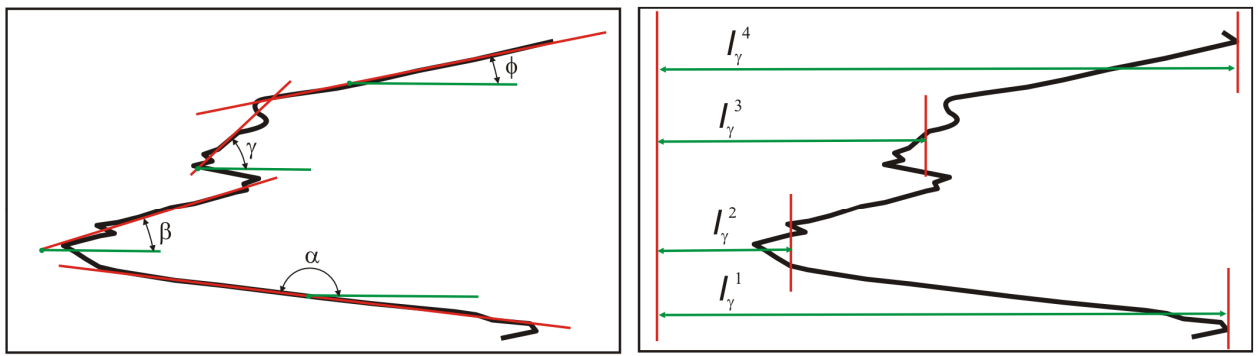
$$\Phi_{cj}(n) = \begin{cases} \alpha(n) \text{ при } j \in L_c(n), \\ 0 \text{ в інших випадках,} \end{cases} \quad \lim_{n \rightarrow \infty} L_c(n) = 1, \quad (3)$$

де $\alpha(n)$ – коефіцієнт навчання.

Як функцію сусідства використовуємо функцію, яка базується на законі розподілу Гауса:

$$\Phi_{cj}(n) = \alpha(n) \exp \left(- \frac{\|l_c - l_j\|^2}{2\sigma^2(n)} \right), \quad (4)$$

де $\sigma(n)$ – параметр, що задає розмір області сусідства та монотонно зменшується з часом.



а) $\alpha, \beta, \gamma, \phi$ – кути нахилу осереднюючих ліній до умовної горизонтальної лінії;
 б) $I_{\gamma}^1, I_{\gamma}^4$ – величини зареєстрованих геофізичних параметрів

Рисунок 1 – Формалізація морфологічних ознак геофізичних каротажних кривих

На вхід мережі подають перший вектор вхідних даних $x(0)$ і виконують пошук нейрона, який характеризується найменшою відстанню між даним вхідним вектором і відповідним вектором вагових коефіцієнтів w_k . Такий нейрон є нейроном-“переможцем” s даного етапу навчання.

На наступному етапі виконують модифікацію вагових коефіцієнтів за формулою (2) з урахуванням функції сусідства, яка задає допустиму область модифікації. У випадку негативного результату перевірки критерію збіжності починають новий цикл навчання. Першим кроком цього циклу є модифікація функції сусідства Φ_{sj} , яка спричиняє зменшення області збудження навколо нейрона-“переможця”. Далі на вхід надходить черговий вектор вхідних даних $x(n)$, і процес навчання продовжується до досягнення позитивного результату оцінки критерію збіжності.

Результати. Обговорення і аналіз

Саме кластеризація, а не класифікація, дає змогу провести літофаціальне зонування продуктивних горизонтів нафтогазових родовищ. Рішенням задачі класифікації є віднесення кожного з об'єктів до одного із заздалегідь визначених класів. У задачі кластеризації відбувається віднесення об'єкта до одного із заздалегідь невизначених класів. Розбиття об'єктів за кластерами здійснюється при одночасному формуванні кластерів. Кластеризація дозволяє згрупувати подібні дані, що полегшує вирішення такого завдання, як прогнозування. Відносячи новий об'єкт до одного з кластерів, можна прогнозувати його петрофізичні властивості, оскільки вони будуть схожими за поведінкою з об'єктами цього кластеру. Необхідно зауважити, що виявити чіткі границі між фаціями практич-

но неможливо. Вони можуть плавно переходити одна в одну. Ця особливість обов'язково призведе до появи об'єктів з невизначеного (проміжного або перехідного) класу, що значно ускладнює вирішення поставленого завдання. Саме кластеризація дозволяє уникнути цієї проблеми. Користувачу дається змога самому інтерпретувати кожен кластер. У зв'язку з цим, важливо зазначити роль змістовної інтерпретації кластерів. Кожний кластер (у нашому випадку зону) необхідно умовно віднести до фації певного виду, а точніше присвоїти об'єктам кластеру колекторські характеристики. Для цього на основі апріорної геолого-геофізичної інформації необхідно виявити ознаки, які об'єднують об'єкти в зону.

За допомогою мереж Кохонена кластеризують об'єкти, які описуються кількісними характеристиками. Тому, для забезпечення можливості використання нейронної мережі з метою літофаціального зонування продуктивних горизонтів нафтогазових родовищ за морфологією геофізичних кривих, у роботі створено вектор вхідних даних, який містить величини, що кількісно описують морфологію геофізичних кривих.

Аналізуючи седиментологічні моделі фацій, описані у роботах [3, 9], нами було виділено ряд ознак, які відображаються на формі кривих, та запропоновано спосіб їх формалізації. Процес нагромадження осадових порід, які формують фації, у різні періоди седиментації характеризується різним гідродинамічним рівнем. Зміна гідродинамічного рівня у часі на каротажних кривих відображається крутизоною відповідної ділянки аномалії, і може бути формалізована як кут нахилу осереднюючої її лінії до умовної горизонтальної лінії (рис. 1, а). Інтенсивність процесу нагромадження осадових порід також оціню-

ється величиною зареєстрованих геофізичних параметрів (рис. 1, б). На основі таких параметрів було сформовано вхідний вектор та проведено кластеризацію.

Для означення отриманих кластерів було проаналізовано геологічні процеси, які відбувалися у період формування продуктивних горизонтів Білокам'янського нафтового родовища.

В чокракський (N_1ck) час нагромадження осадів у досліджуваному районі відбувалося в умовах внутрішнього шельфу. Поверхня майкопських відкладів до початку чокраку була вирівняна і мала невеликий кут нахилу. У басейні нагромадження осадів відбувався площинний змив теригенного тонкозернистого матеріалу з північної суші. Річкові системи приносили, в основному, піщано-алевритовий матеріал. В умовах авандельти на шельфі чокракського моря відбувалося формування піщано-алевритових осадів. Гірські породи чокракського ярусу представлені кварцовими пісковиками, піщано-вапняковим черепашником або вапняками з великою кількістю решток фауни. Товщина відкладів коливається у межах від 15 до 45 м. У занурених частинах ярус складений глинами з прошарками піску і пісковика. Також до чокракського ярусу належать черепашково-детритові вапняки з прошарками конгломератів, пухкі піски і пісковики. На Керченському півострові чокракські відклади беруть участь у будові діапирових зон з численними грязьовими вулканами. Піщаний матеріал осідав в руслах та рукавах, де потік зберігав найбільшу силу. У розрізі піщані тіла характеризуються лінзоподібною будовою. В окремих зонах потоки поступово втрачали свою силу, і піщаний матеріал розподілявся ширше за площею, займаючи більші простори. Описана обстановка нагромадження осадів існувала до кінця чокраку. Необхідно відзначити, що в чокракський період нагромадження осадів відбувалося на тлі постійного диференційованого тектонічного прогинання території, що зумовило великі товщини продуктивного комплексу.

Відклади караганського (N_1kg) ярусу мають генетичний зв'язок з підстилаючими його чокракськими породами, тому часто вони виділяються як єдина чокрак-караганська товща. Ярус складений переважно кварцовими, часто піщанистим темно-сірими глинами з прошарками пісковиків, вапняками з рештками прісноводних і наземних молюск. Караганські утворення Керченського півострова на заході представлені мілководними мергелями і пісками, глинистими пісковиками, рідше вапняками, конгломератами. У східному напрямку відкла-

ди стають більш глибоководними – глини з прошарками вапняку, мергелю, піску.

У посткараганський час нахил морського дна був практично вирівняний осадами, підводно-зсувні явища завершилися. Глибина басейну поступово зменшувалася, і нагромадження осадів відбувалося, в основному, в умовах дельт, лиманів і плавнів.

У результаті проведеного аналізу отримані кластери, віднесені нами до наступних видів фацій.

Фації пляжів [6, 9] містять середньо- і дрібнозернисті добре відсортовані кварцеві і детритові пісковики з домішками гравію, дрібної гальки, детриту. За геофізичною інформацією такі пласти характеризуються від'ємними аномаліями на діаграмах методу потенціалів самочинної поляризації (ПС), низьким ступенем диференціації кривих мікробокового каротажу (МБК), середньою або низькою природною радіоактивністю (рис. 2).

Фація жолобів розривних течій [6, 9]. Піски, які наповнюють жолоби розривних течій, дрібнозернисті, добре відсортовані з карбонатним цементом. Вверх за розрізом пласта розмір уламкових частинок поступово зменшується. У покрівлі пласта залягають дрібнозернисті пісковики або алевроліти з органічними рештками. Крива ГК має форму правильної чотирикутної аномалії з незначними ускладненнями у підшовній частині декількома зубцями, які відображають збережену від розмиву частину барових пісків, що є діагностичною ознакою даної фації (рис. 3).

Фація регресивних вздовжберегових барів і берегових валів [6, 9]. В умовах регресуючого морського басейну зона грубозернистих осадів, яка формується при високому гідродинамічному рівні, переміщується у напрямку відступу моря, перекиваючи собою дрібнозернисті і частково заглинизовані осади. Відповідно, крива ГК своїм нахилом відображає поступове зниження рівня природної радіоактивності. Осереднююча її лінія формує з умовною горизонтальною лінією тупий кут, а біля покрівлі пласта приймає горизонтальну (наближено) форму (рис. 4). Збільшення розмірності уламкового матеріалу і зменшення глинистості угору за розрізом пласта, зумовлене динамічними умовами нагромадження вздовжберегових барів і берегових валів в регресуючому морському басейні, знаходить своє відображення і на кривих електричного каротажу. За формою аномалія представляє собою прямокутний трикутник і знаходиться в зоні максимальних значень ГК.

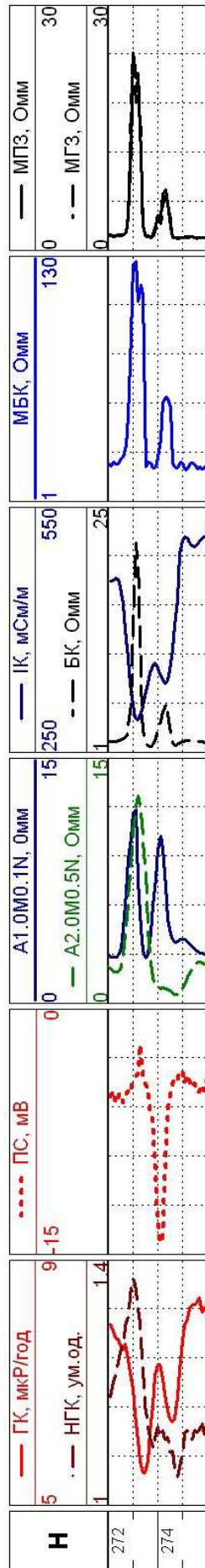


Рисунок 2 – Геофізична характеристика фації пляжів (св. №50 Білокам'янського нафтового родовища)

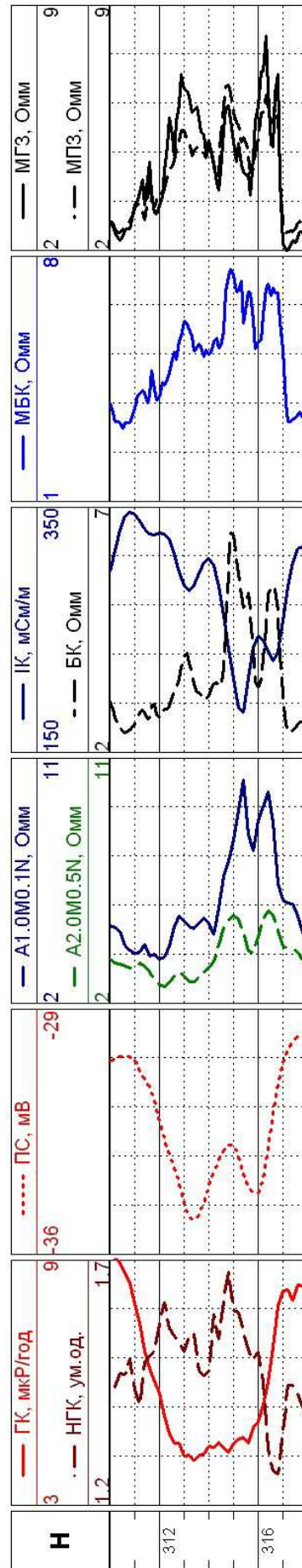


Рисунок 3 – Геофізична характеристика фації жолобів розривних течій (св. №1 Білокам'янського нафтового родовища)

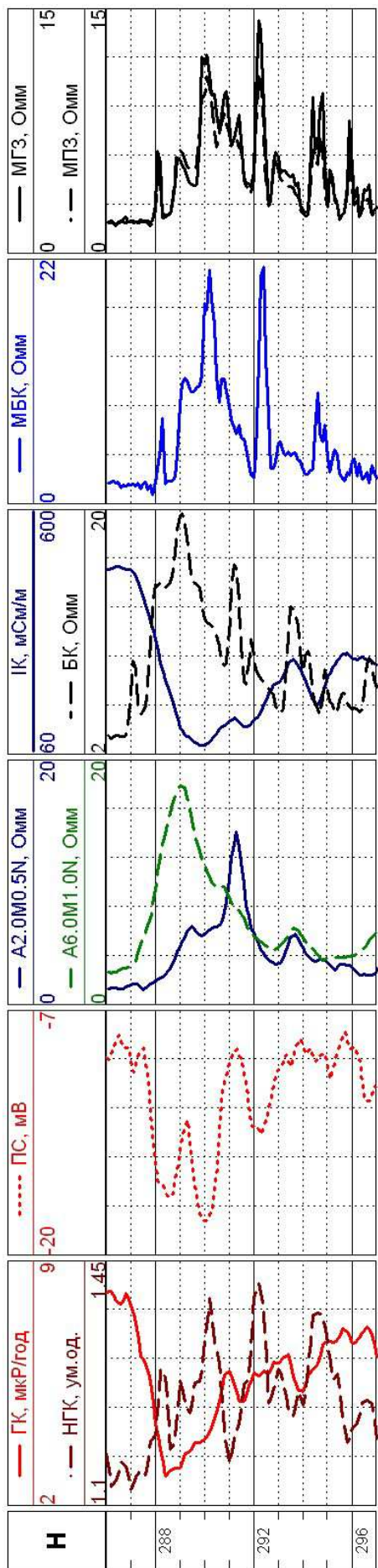


Рисунок 4 – Геофізична характеристика фації регресивних вздовжберегових барів і берегових валів (св. №15 Блокам’янського нафтового родовища)

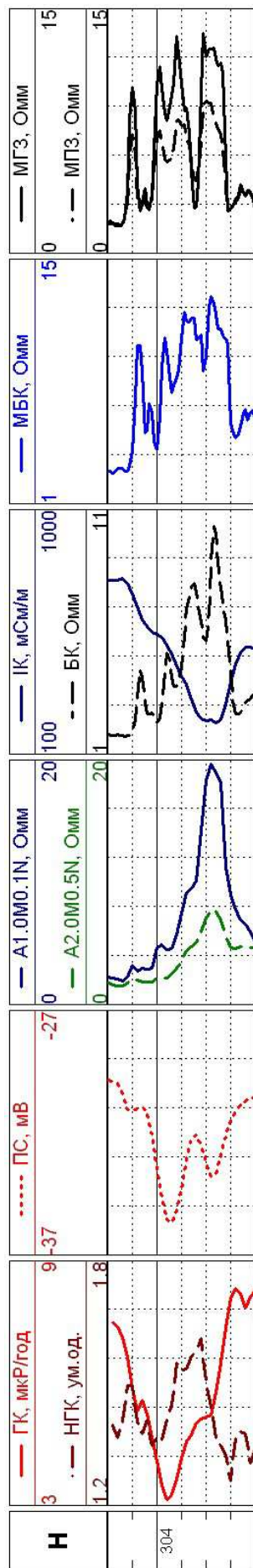


Рисунок 5 – Геофізична характеристика фації головних частин розмивних течій (св. №26 Блокам’янського нафтового родовища)

Седиментологічна модель *фації головних частин розмивних течій* [6, 9] характеризується поступовим зростанням гідродинамічної активності середовища нагромадження осадів, а з досягненням максимального гідродинамічного рівня – її поступовим спадом. Тому аномалія ГК має форму рівнобедреного трикутника (рис. 5).

На основі кластеризації проведено літофаціальне зонування продуктивних горизонтів Білокам'янського нафтового родовища та виділено зони з різними умовами нагромадження осадів, а, відповідно, і різними колекторськими властивостями (рис. 6).

Висновки

Геофізичні каротажні криві, зареєстровані навпроти продуктивних інтервалів нафтогазових свердловин, є важливим джерелом інформації про їх колекторські властивості. Але не завжди існуючі методики інтерпретації даних ГДС дають змогу повною мірою оцінити процеси, які відбуваються у пласті під час вилучення вуглеводнів. Зокрема, мало уваги приділяється аналізу морфології геофізичних кривих, не зважаючи на те, що рядом вчених доведено тісний зв'язок між формами каротажних кривих та седиментаційними геологічними моделями. Дана робота є продовженням досліджень у даному напрямку і розвиває методику кількісної інтерпретації морфологічних особливостей геофізичних каротажних кривих з метою визначення типу фацій, до яких відносяться досліджувані пласти, і подальшого літофаціального зонування продуктивних горизонтів як елемента геологічної моделі родовища. У роботі запропоновано параметри кількісної оцінки форм аномалій геофізичних кривих, які відображають зміни динаміки седиментаційних процесів у період нагромадження осадів досліджуваних гірських порід. Для виключення впливу суб'єктивних чинників обробку визначених параметрів запропоновано проводити з використанням штучної нейронної мережі типу мережі Кохонена, в результаті роботи якої формалізовані аномалії каротажних кривих розбиваються на декілька кластерів, що відображають певні умови седиментації. Побудовані за даною методикою схеми розташування зон з різною динамікою нагромадження осадів підтверджуються результатами геолого-геофізичних досліджень та промислової експлуатації продуктивних горизонтів.

Використання даної методики у процесі геологічного моделювання дасть змогу під час аналізу морфології геофізичних кривих отри-

мати додаткову цінну інформацію про колекторські властивості продуктивних горизонтів у міжсвердловинному просторі, скоротити час оброблення геофізичної інформації, виключити помилки, які виникають за рахунок суб'єктивних чинників, підвищити інформативність геологічної моделі родовища.

Література

1. Рединг Х. Обстановки осадконакопления. М.: Мир, 1990. Т. 1. 352 с.
2. Рединг Х. Обстановки осадконакопления. М.: Мир, 1990. Т. 2. 384 с.
3. Изотова Т. С., Денисов С. Б., Вендельштейн Б. Ю. Седиментологический анализ данных промысловой геофизики. М.: Недра, 1993. 176 с.
4. Старостін В. А., Федоришин Д. Д., Федак І. О., Старостін А. В. Побудова фільтраційної моделі Семенівського нафтового родовища за геофізичною інформацією. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2005. № 3 (16). С. 25 – 29.
5. Федак І. О. Оцінка літофаціальної неоднорідності продуктивних відкладів нафтогазових родовищ за результатами геофізичних досліджень свердловин. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. № 4 (29). С. 28–33.
6. Федак І. О., Старостін В. А., Коваль Я. М., Сінцова А. О. Дослідження зміни умов седиментації в процесі формування продуктивних горизонтів нафтогазових родовищ на основі аналізу форми геофізичних кривих. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2013 № 1(34). С. 44-53.
7. Мазур О. А., Королева Н. П., Бикова Л. В. Підрахунок запасів нафти на Семенівському нафтовому родовищі: Звіт. Сімферопіль: Тематична експедиція “Кримгеологія”, 1982. 150 с.
8. Новотарський М. А., Нестеренко Б. Б. Штучні нейронні мережі: обчислення. *Праці Інституту математики НАН України*. Київ: Ін-т математики НАН України, 2004. Т. 50. 408 с.
9. Муромцев В. С. Методика локального прогноза песчаных тел – литологических ловушек нефти и газа по электрометрическим моделям фаций. В кн.: Методика прогнозирования литологических и стратиграфических залежей нефти и газа (сборник трудов). Л.: Недра, 1981. 19 с.

References

1. Redynh Kh. Obstanovky osadkono-koplenyia. M.: Myr, 1990. Vol. 1. 352 p.
2. Redynh Kh. Obstanovky osadkono-koplenyia. M.: Myr, 1990. Vol. 2. 384 p.
3. Izotova T. S., Denisov S. B., Vendelshteyn B. Yu.. Sedimentologicheskiiy analiz dannyih promyislovoy geofiziki. M.: Nedra, 1993. 176 p.
4. Starostin V. A., Fedoryshyn D. D., Fedak I. O., Starostin A. V. Pobudova filtratsiinoi modeli Semenivskoho naftovoho rodovyshcha za heofizychnoiu informatsiieiu. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2005. No 3 (16). P. 25 – 29.
5. Fedak I. O. Otsinka litofatsialnoi neodnorodnosti produktyvnykh vidkladiv naftohazovykh rodovyshch za rezultatamy heofizychnykh doslidzhen sverdlodyn. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2008. No 4 (29). P. 28-33.
6. I Fedak. O., Starostin V. A., Koval Ya. M., Sintsova A. O. Doslidzhennia zminy umov sedymentatsii v protsesi formuvannia produktyvnykh horyzontiv naftohazovykh rodovyshch na osnovi analizu formy heofizychnykh kryvykh. *Naukovyi visnyk IFNTUNH.* 2013. No 1(34). P. 44-53.
7. Mazur O. A., Koroleva N. P., Bykova L. V. Pidrakhunok zapasiv nafty na Semenivskomu naftovomu rodovyshchi: Zvit. Simferopil: Tematychna ekspedytsiia “Krymheolohiia”, 1982. 150 p.
8. Novotarskyi M. A., Nesterenko B. B. Shtuchni neironni merezhi: obchyslennia. *Pratsi Instytutu matematyky NAN Ukrainy.* Kyiv: In-t matematyky NAN Ukrainy, 2004. T. 50. 408 p.
9. Muromtsev V. S. Metodika lokalnogo prognoza peschanykh tel – litologicheskikh lovushek nefti i gaza po elektrometricheskim modelyam fatsiy. V kn.: *Metodika prognozirovaniya litologicheskikh i stratigraficheskikh zalezhey nefti i gaza (zbirnik trudov).* L.: Nedra, 1981. 19 p.