

Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПАНЕВНИК ДЕНИС ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 622.24:621.694.2

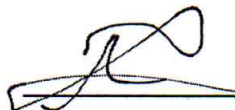
ДИСЕРТАЦІЯ
РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ПОБУДОВИ ГІДРАВЛІЧНИХ
МОДЕЛЕЙ СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

05.05.12 – Машина нафтової та газової промисловості

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Технології штучного інтелекту під час написання тексту дисертації не використовувалися. Подані до захисту наукові положення є моїм власним напрацюванням, а всі використані ідеї, наукові результати та цитати супроводжуються належними посиланнями на їх авторів і джерела опублікування

 Д.О. Паневник

Науковий консультант: **Чудик Ігор Іванович**
професор, доктор технічних наук

Івано-Франківськ – 2026

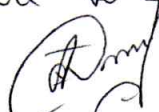
Підпис(и) Джуса А.П.

посвідчую

Учений секретар ІФНТУНГ  В. Хомич

« 19 » 05 20 26 р.



Всі примірники дисертації
вручені за звіткою
Вчений секретар
спеціалізованої вченої
ради Д 20.052.04
 Джуса А.П.

АНОТАЦІЯ

Паневник Д. О. Розвиток наукових основ побудови гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 0.5.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості (13 – механічна інженерія). – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, МОН України, м. Івано-Франківськ, 2026.

Нафтогазові ежекційні технології за 90 років існування набули самостійного значення і дозволяють підвищити ефективність буріння, освоєння та експлуатації свердловин. Найбільш повно переваги застосування струминних насосів виявляються при реалізації технологічних процесів в складних гірничо-геологічних умовах, під час ліквідації аварій і ускладнень та на пізніх стадіях експлуатації нафтогазових родовищ. Розвиток ежекційних технологій зумовив появу нових областей застосування свердловинних струминних насосів. Здатність ежекційних систем створювати вакуум і перепад тиску сприяла розробці технології ліквідації гідратів в підйомних трубах. Ще одним прикладом розвитку ежекційних технологій є розроблення методу застосування поверхневих струминних насосів для підвищення ефективності трубопровідного транспорту обводненої високов'язкої нафти.

Поширення нафтогазових ежекційних технологій обмежується низьким ККД струминних насосів, величина якого, зазвичай, не перевищує 40 %. Намагання підвищити енергетичну ефективність реалізації ежекційних технологій зумовили розвиток наукових досліджень спрямованих на удосконалення методів прогнозування режиму роботи свердловинного струминного насоса. Зокрема, сучасні моделі наддолотних ежекційних систем не враховують наявності циркуляційних потоків, викликаних обертанням струминного насоса в свердловині, внаслідок чого зменшується точність прогнозування його характеристик і фактичних значень ККД у порівнянні з рекомендованими. Внаслідок обертання ежекційної системи наддолотна свердловинна компоновка

може розглядатись як вихровий струминний насос або вихровий ежектор. Домінуючий вплив складових компоновки для фіксованої частоти обертання визначається величиною робочої витрати, створюваної буровим насосним агрегатом. При зростанні величини робочої витрати зменшується роль вихрового насоса та зростає вплив на параметри компоновки характеристик струминного насоса. В граничному випадку, коли величина робочої витрати прямує до безмежності, вибійна компоновка перетворюється на струминний насос. Для нульової витрати робочого потоку ежекційна система набуває ознак виключно вихрового насоса. Поєднання в єдиній компоновці вихрового і струминного насосів сприяє зростанню напору створюваного комбінованою ежекційною системою.

Спроби покращити енергетичні показники ежекційних систем викликали появу на початку століття високонапірних вихрових струминних насосів з розміщеними в проточній частині направляючими елементами для закручування потоку. Найбільший досвід використання вихрових струминних насосів накопичений в національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут», СП «Геотест» (Україна), VJ Services Company (США), Таразському державному університеті ім. М.Х. Дулати (Казахстан). Обертання струминного насоса разом з бурильною колоною та закручування потоку направляючими елементами викликають появу циркуляційних течій і відзначаються однаковою природою впливу на характеристики ежекційної системи. Практична реалізація переваг, викликаних створенням в проточній частині струминного насоса циркуляційних потоків вимагає розробки нових підходів до моделювання його робочого процесу і є актуальним завданням.

В процесі аналізу ефективності та механізму створення циркуляційних потоків в проточній частині свердловинних струминних насосів систематизовані елементи конструкцій вихрових ежекційних систем та сформульовані методи розв'язку задач для окремих випадків їх застосування.

По відношенню до свердловинних струминних насосів можна виділити загальне закручування змішуваних потоків, яке здійснюється внаслідок обертання ежекційної системи в свердловині разом з колоною бурильних труб та локальне

закручування, викликане застосуванням направляючих елементів. Незважаючи на відмінності у наданні обертового руху обидва згаданих випадки мають подібний механізм впливу на процес змішування потоків. Закручений потік, крім осьової швидкості, має радіальну та обертову складову, внаслідок чого збільшується ефективність обміну енергіями в камері змішування струминного насоса. Це пов'язано з інтенсифікацією вихрових процесів в примежовому шарі із змінним напрямком обертання рідини, радіальним поширенням активного середовища та збільшенням площі його взаємодії з інжектованим потоком, появою інерційних відцентрових сил та додаткових сил тиску, подрібненням структури середовища та утворенням циркуляційних течій.

В процесі узагальнення конструкцій свердловинних вихрових ежекційних систем встановлено, що найбільш поширеним способом закручування потоку є використання елементів гвинтового, лопаткового та тангенціального типів, насадок із взаємоперпендикулярними вхідним та вихідним овальними перерізами, закручених пластин та стрічок, гідравлічних турбін. На основі систематизації конструкцій та аналізу характеру гідравлічних зв'язків окремих структурних елементів розроблена схема класифікації вихрових струминних апаратів за способом закручування змішуваних потоків, їх різновидом, орієнтацією в свердловині та виконанням направляючих елементів. Враховуючи запропоновану схему класифікації ежекційних систем сформульовані методи розв'язку задач для окремих випадків застосування свердловинних вихрових струминних насосів.

Відповідно до запропонованих моделей робочий потік для симетричного обертання струминного насоса розглядається як витік і визначається радіальною функцією комплексної змінної. Обертання потоку моделюється у вигляді циркуляційної течії, яка створюється вихором і визначається комплексним потенціалом у вигляді вихрової функції. Інжектований потік відповідає однорідній течії і визначається комплексним потенціалом прямолінійного потоку. Сума комплексних потенціалів радіального, циркуляційного та однорідного потоків визначає характер кінематичного поля в проточній частині струминного насоса і величину коефіцієнта швидкості потоку рідини у вхідному перерізі камери

змішування, який входить до складу вихідного рівняння базової методики визначення характеристики ежекційної системи. На відміну від базової методики оновлене значення коефіцієнта швидкості дозволяє шляхом використання вихрової функції врахувати обертання потоку.

Моделювання процесу закручування потоку направляючими елементами передбачає параболічну форму епюри тисків та інтегрування зусиль, які діють на елементарну площадку вхідного перерізу камери змішування струминного насоса. В процесі спільного розв'язку рівнянь збереження кількості руху рідини, Бернуллі та суцільності потоку отримане рівняння напірної характеристики струминного насоса до складу якого входить величина додаткового напору викликаного закручуванням змішуваних потоків.

В процесі моделювання асиметричного закручування інжектowanego потоку розглянуті особливості побудови моделей для двох схем використання струминного потоку, які можуть застосовуватись в реальних конструкціях ежекційних систем:

1. Асиметричне закручування інжектowanego потоку та рівномірний розподіл тисків робочого потоку.
2. Асиметричне закручування інжектowanego потоку та симетричне закручування робочого потоку.

Використання направляючих елементів в конструкціях струминних насосів, які здійснюють обертання разом з бурильною колоною дозволяє отримати комбіноване закручування потоку в проточній частині струминного насоса. Характер поєднання механізмів закручування потоку визначається конструкцією, призначенням та умовами використання свердловинних струминних насосів.

Використовуючи розроблені гідравлічні моделі встановлені закономірності робочого процесу свердловинних ежекційних систем в умовах локального та комбінованого закручування змішуваних потоків, які дозволили сформулювати теоретичні основи вибору конструкторських та режимних параметрів струминних насосів.

Границі використання розроблених моделей обмежені умовами безкавітаційної роботи ежекційної системи. З метою моделювання кавітаційних умов роботи ежекційної системи із врахуванням впливу циркуляційних потоків задача побудови конфігурації робочої та інжектваної течії зведена до визначення комплексного потенціалу областей рухомого середовища в проточній частині струминного насоса. При цьому відомий потенціал еталонної течії за допомогою перетворюючої функції конформно відображається на задану область. Попереднє визначення обрисів потоків за допомогою функцій течії для робочого та інжектованого середовищ робить правомірним застосування для визначення їх гідродинамічних параметрів основних законів механіки рідин. В процесі визначення траєкторії робочого струменя використаний видозмінений розв'язок задачі Кірхгофа про плоске відривне обтікання похилої стінки. Відповідно до розробленої автором математичної моделі наявність циркуляційної течії враховуємо шляхом використання коефіцієнта нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей по перерізу робочого струменя, який змінюється при обертанні потоку. В процесі розв'язку системи параметричних рівнянь для координат струменя та лінеаризації залежності між осьовою координатою струменя та аргументом комплексної швидкості отримане рівняння траєкторії границь робочого потоку та визначений коефіцієнт стиснення потоку. Коефіцієнт стиснення потоку визначає вплив частоти його обертання на кавітаційну характеристику струминного насоса.

При експериментальному підтвердженні результатів дисертаційних досліджень введені додаткові критерії гідродинамічної подібності змішуваних потоків та режимів роботи ежекційної системи у вигляді критичного значення шорсткості поверхонь проточної частини струминного насоса, співвідношення обертової та осьової швидкості, числа Рейнольдса гвинтового потоку та аналогу числа Фруда. Для проведення експериментальних досліджень використовувались чотири моделі струминного насоса з елементами для закручування потоків у вигляді профільованих пластин або гвинтових профілів. Встановлено, що зростання напору та ККД в умовах закрутки робочого потоку становлять

відповідно 8,62 % та 9,89 %, а гранична похибка теоретичного визначення напору не перевищує 8,88 %. У випадку закручування інжектowanego потоку максимальне зростання коефіцієнта потоку, напору та ККД складає відповідно 19,12 %, 20,94 % та 26,4 %. При одночасному закручуванні робочого та інжектowanego потоку максимальне зростання коефіцієнта інжекції становить 26,34 %, напору – 19,43 % та ККД – 23,75 %. В процесі порівняння напірних характеристик струминного насоса для умов його обертання в свердловині з експериментальними даними встановлено, що похибка теоретичного визначення відносного напору не перевищує 3,64 %.

Враховуючи результати моделювання робочого процесу вихрових струминних насосів розроблені методи вибору гідродинамічних параметрів та раціональної геометрії ежекційних систем у вигляді номограм та розрахункових алгоритмів, які при збереженні необхідної точності дозволяють спростити отримані в процесі моделювання аналітичні залежності. Для симетричного обертання струминного насоса розроблена методика розрахунку напірної характеристики з використанням методу послідовних наближень. При розрахунках характеристики високонапірного струминного насоса використовуючи логарифмічне вирівнювання додатково отримано рівняння для визначення гідравлічних втрат в робочому потоці на шляху між робочою насадкою та камерою змішування. Отриманий при цьому розрахунковий алгоритм усуває необхідність залучення для визначення відносних гідравлічних втрат методу послідовних наближень. Розрахунок додаткового напору, викликаного закручуванням робочого потоку, спрощено шляхом побудованої номограми з вирівнених точок з трьома паралельними вертикальними нерівномірними шкалами. У випадку закручування інжектowanego потоку встановлено доцільність застосування номограми, що містить п'ять паралельних вертикальних нерівномірних шкал. З метою визначення кавітаційних характеристик та граничних параметрів струминного насоса система рівнянь для розрахунку мінімального значення коефіцієнта стиснення робочого струменя приведена до номографованого вигляду шляхом апроксимації аналітичних залежностей та дослідження на екстремум отриманої функції. При

номографуванні рівнянь, які визначають границі використання струминного насоса, застосовано метод перенесення шкал та сіткові номограми, розміщені в горизонтально суміщених квадрантах.

На основі аналізу конструкцій свердловинних вихрових ежекційних систем та дослідження їх характеристик розроблені рекомендації для вибору схеми закручування потоку в струминному насосі. При виборі місця розміщення елементів для закручування потоку використаний принцип мінімізації гідравлічних втрат в окремих ланках свердловинної ежекційної системи.

В роботі запропоновано низку нових технічних рішень, які мають патентну новизну, і дозволяють підвищити ефективність реалізації нафтогазових ежекційних технологій: наддолотна ежекційна система з вихровим соплом Вентурі, нафтовий струминний насос, свердловинна насосна установка для промивання піскових пробок.

На основі застосування числових досліджень та прикладних CAD-програм, до складу яких входять Autodesk, SolidWork та ANSYS, розроблено комп'ютерні програми спрямовані на оптимізацію процесу використання струминних насосів в технологічних операціях буріння та експлуатації нафтогазових свердловин з урахуванням пульсацій тиску при змішуванні рідин та відповідних моделей турбулентності. В роботі наведені результати імітаційного моделювання ерозійних процесів в проточній частині свердловинного струминного насоса із врахуванням нерівномірного характеру гідроабразивного зношування його проточної частини на основі використання динамічної сіткової моделі із автоматично змінюваною геометрією та структурою. Проведені дослідження дають змогу визначити місця встановлення додаткових елементів захисту протидії гідроабразивній ерозії. При числовому моделюванні взаємозв'язку між гідродинамічними та міцнісними характеристиками окремих елементів свердловинної ежекційної системи досліджено напружено-деформований стан елементів нафтового струминного насоса. В процесі моделювання наддолотної ежекційної системи з вихровим соплом Вентурі обгрунтовано вибір раціональних гідродинамічних параметрів конструкції свердловинної компоновки, яка забезпечує створення вакууму в

наддолотній області при збереженні необхідної витрати промивального розчину на усті свердловини. Моделюванням робочого процесу двоконтурної наддолотної ежекційної компоновки встановлено характер розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою призначеному для підвищення ефективності первинного розкриття продуктивного горизонту. На основі моделювання робочого процесу гідроструминної насосної установки з груповим приводом свердловинних струминних насосів запропонований алгоритм розподілу робочих потоків в елементах поверхневого обладнання наземного силового агрегата.

На основі аналізу взаємозв'язку між функціональним призначенням та технологічною і техніко-економічною ефективністю окремих типів ежекційних систем розроблений метод оцінювання економічних показників використання вихрових свердловинних струминних насосів.

Ключові слова: гідравліка, гідравлічні втрати, гідростатичний тиск, вакуум, в'язкість, енергоефективність, ежектор, вихровий насос, вихровий ежектор, зношування, кавітація, коефіцієнт потоку, напруження, пульсації тиску, перепад тиску, потік, раціональна геометрія, рідина, сопло Вентурі, турбулентність, частота обертання, числове дослідження, числове моделювання, швидкість потоку рідини.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації.

1. Chudyk I.I., Panevnyk D.O. Investigation of the effect of flow swirl on the performance characteristics of a downhole jet pump. UPB Scientific Bulletin, Series D Mechanical Engineering. 2025. Vol. 87. Issue 4. P. 281–296. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4).**

(Особистий внесок – розробив математичну модель робочого процесу струминного насоса для умов закручування робочого потоку, брав участь у розробленні експериментальної установки, методики експериментальних досліджень та експериментальному визначенні коефіцієнта інжекції та напорі ежекційної системи. Підготував статтю до публікації).

2. Chudyk I., Panevnyk D. Determination of Experimental Characteristics of a Jet-vortex Pump. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 68(4). P. 361–369. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – прийняв участь у розробленні методики та проведенні експериментальних досліджень струминно-вихрового насоса, визначив зростання величини коефіцієнта інжекції, відносного напору та коефіцієнта корисної дії, викликані закручуванням змішуваних потоків. Підготував статтю до публікації).

3. Panevnyk D.A. Mathematical model of the ejection system working process during the rotation of the jet pump in the well. *Nafta-Gaz*. 2024. No 3, P. 149–158. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4)**.

4. Panevnyk D., Krehel' R. Investigation of the characteristics of an oil jet pump when using a group ground drive. *Journal of Engineering Research*. 2023. Vol.11. Issue 1. March 2023, Article 100004. 6 p. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – розробив комп'ютерну модель робочого процесу ежекційної системи у складі декількох свердловинних струминних насосів та групового наземного приводу. Встановив зростаючу нелінійну залежність для витратної характеристики струминного насоса, визначив відхилення витратної характеристики струминного насоса отриманої з використанням запропонованої комп'ютерної моделі та класичних законів гідродинаміки. Підготував статтю до публікації).

5. Wyrostkiewicz M., Panevnyk D.A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz* 2022. No. 9. P. 654–661. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4)**. (Особистий внесок – розробив комп'ютерну модель робочого процесу послідовно-паралельного з'єднання двох струминних насосів. Брав участь у розробленні експериментальної установки, методики експериментальних досліджень та експериментальному дослідженні впливу числа Рейнольдса на продуктивність струминного насоса. Підготував статтю до публікації).

6. Panevnyk D.O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2022. Vol.113. Issue 1. P. 22-30. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3).**

7. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. Nafta-Gaz. 2021. No. 9. P. 579–586. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4).**

8. Паневник Д.О. Аналіз досліджень впливу закручування потоку на характеристику свердловинних струминних насосів. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2020. № 4(77). С.31–40. **(наукове фахове видання України).**

9. Паневник Д.О. Обґрунтування методу моделювання циркуляційних потоків при обертанні наддолотного струминного насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2021. №3(80). С. 46–52. **(наукове фахове видання України).**

10. Паневник Д.О. Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса. Проблеми тертя та зношування. 2021. № 4. С.115–121. **(наукове фахове видання України).**

11. Паневник Д.О. Визначення характеристик струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2021. № 2(51). С. 55–65. **(наукове фахове видання України).**

12. Panevnyk D.A. Study on characteristics of a downhole vortex jet pump. Romanian Journal of Petroleum & Gas Technology. Vol. II (LXXIII). No 2/2021. 10 p. **(закордонне наукове фахове видання).**

13. Panevnyk D.O. Investigation of hydraulic characteristics of a downhole jet pump. Journal of Hydrocarbon Power Engineering. 2021. Vol. 8. Issue 1. P.1–8. **(наукове фахове видання України).**

14. Паневник Д.О. Використання комплексного потенціалу плоскорадіального потоку для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2022. № 1(52). С. 42–49. **(наукове фахове видання України).**

15. Паневник Д.О. Побудова номограм для визначення характеристик струминного насоса при його обертанні в свердловині. Нафтогазова енергетика. 2022. № 1(37). С. 80–87. **(наукове фахове видання України).**

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

17. Паневник Д.О. Удосконалення конструкції свердловинного струминного насоса. Нафтогазова енергетика. 2022. № 2(38). С. 76–84. **(наукове фахове видання України).**

18. Паневник Д.О. Дослідження експлуатаційних характеристик високонапірного струминного насоса при його обертанні в свердловині. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2022. №2(83). С. 63–70. **(наукове фахове видання України).**

19. Паневник Д.О. Математична модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків при обертанні свердловинної ежекційної системи. Методи та прилади контролю якості. 2022. № 2 (49). С. 95–102. **(наукове фахове видання України).**

20. Паневник Д.О. Дослідження кінематики радіального робочого потоку свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2022. № 2(53). С. 23–30. **(наукове фахове видання України).**

21. Паневник Д.О. Використання вихрової функції для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2022. № 3(84). С. 24–32. **(наукове фахове видання України).**

22. Паневник Д.О. Дослідження гідравлічних характеристик струминного апарата для попередження викидів низьконапірного нафтового газу. Екологічна безпека та збалансоване ресурсокористування. 2023. № 1(27). С. 43 – 53. **(наукове фахове видання України).**

23. Паневник Д.О. Метод контролю кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса. Методи та прилади контролю якості. 2023. № 2 (51). С. 72–80. **(наукове фахове видання України)**.

24. Паневник Д.О. Обґрунтування ефективності реалізації нафтогазових ежекційних технологій. Науковий вісник ІФНТУНГ. Серія: Економіка та управління в нафтовій і газовій промисловості. 2023. № 2(28). С.31–40. **(наукове фахове видання України)**.

25. Паневник Д.О. Моделювання компонентів змішаного потоку свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2023. № 2(55). С. 54–60. **(наукове фахове видання України)**.

26. Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. 2023. No 2. С. 49–55. **(наукове фахове видання України)**.

27. Паневник Д.О. Модельне дослідження асиметричної обертальної течії в проточній частині свердловинного струминного насоса. Mechanics and Advanced Technologies (Механіка і передові технології. Київський політехнічний інститут). 2023. Vol. 7. No 1. С. 84–90. **(наукове фахове видання України)**.

28. Чудик І.І., Паневник Д.О. Аналіз процесів цифрової трансформації нафтогазової галузі. Нафтогазова енергетика. 2023. № 2(40). С. 73–87. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – проаналізував ефективність застосування інформаційних систем під час буріння та експлуатації нафтогазових свердловин, визначив області використання імітаційних програм-симуляторів та спеціально створених прикладних програм для автоматизації процесів проектування конструкцій і режимів експлуатації бурового та нафтогазопромислового обладнання, розробив схему функціонального призначення технологій управління інформаційними потоками в нафтогазовій галузі).

29. Чудик І.І., Паневник Д.О. Визначення характеристик свердловинного струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків. Нафтогазова

енергетика. 2025. № 1(43). С. 32–40. **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – встановлено доцільність номографування формул для визначення додаткового напору, викликаного закручуванням змішуваних потоків за допомогою логарифмічного вирівнювання, розроблено номограми для визначення додаткового напору свердловинного струминного насоса, викликаного закручуванням робочого та інжектowanego потоку).

Патенти

1. Пристрій для буріння свердловин: пат. 119724 Україна, МПК (2019.01) E 21B 10/18, 21/00; заявл. 25.05.2018; опубл. 25.07.2019, Бюл. № 14. 4с. Автор: Паневник Д.О. **(патент на винахід).**

2. Свердловинна насосна установка: пат. 126048 Україна, МПК (2022.01) F04F 5/04 (2006.01), F04B 47/00, E 21B 43/00; заявл. 15.02.2021; опубл. 03.08.2022, Бюл. № 31. 4с. Автор: Паневник Д.О. **(патент на винахід).**

Монографія

1. Чудик І.І., Паневник Д.О. Цифрове моделювання свердловинних струминних насосів: *монографія*. Івано-Франківськ: СИМФОНІЯ ФОРТЕ, 2025. 156 с. (Особистий внесок – проаналізовані особливості комп'ютерного моделювання та розроблені імітаційні моделі робочого процесу ежекційних систем призначених для буріння та експлуатації свердловин, визначені напірні, енергетичні та міцнісні характеристики струминних насосів).

Опубліковані праці апробаційного характеру

1. Panevnyk D.O. Theoretical investigation of hydraulic characteristics of a downhole ejection system. Міжнародна науково-технічна конференція «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні – ITMM'2022». 15 – 17 березня 2022, Дніпро: Український державний університет науки і технологій. С.143 – 146.

2. Panevnyk D.O. Jet pump workflow study with combined swirling of mixed flows. Proceeding 1 st International conference on engineering and applied natural sciences ICEANS 2022, Konya Technical University (KTUN), May 10 – 13 2022, Konya, Turkey. 103 p.

3. Panevnyk D.O. Theoretical foundations of downhole jet pump modernization. VII Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 27 травня 2022 р. С. 9 –12.

4. Panevnyk D.O. Mathematical model of jet pump workflow distribution. Proceeding 3rd International conference on Applied Engineering and Natural Sciences ICAENS 2022, Konya Technical University (KTUN), July 20–23 2022, Konya, Turkey. 101 p.

5. Panevnyk D.O. Two-circuit above-bit ejection system. VIII Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 11–12 травня 2023 р. С. 20–24.

6. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole oil jet pump`s working process. The International Scientific and Practical Conference «Heydar Aliyev and Azerbaijan oil strategy: Advances in oil and gas geology and geotechnologies», Azerbaijan, Baku May 23-26 2023. P. 840–844.

7. Panevnyk D.O. Investigation of the working process of the vortex jet pump. Proceeding 1st International Conference on Pioneer and Innovative Studies ICPIS 2023, Konya Technical University (KTUN), June 5–7, 2023, Konya, Turkey. p. 48.

8. Panevnyk D.O. Study on experimental characteristics of a jet-vortex pump. Proceeding 2nd International Conference on Recent Academic Studies, ICRAS 2023 Konya Technical University (KTUN), October 19–20 2023, Konya, Turkey. p. 30.

9. Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку нафтогазових ежекційних технологій. Міжнародний науковий форум «Нафтогазова енергетика 2023» 12–14 жовтня 2023 р, Буковель. С. 39–42.

10. Panevnyk D.O. Study of the process of injected flow asymmetric twisting in a jet pump. 2nd International Conference on Contemporary Academic Research, ICCAR 2023 Konya Technical University (KTUN), November 4–5 2023, Konya, Turkey. p. 33.

11. Паневник Д.О. Прогнозування процесу гідроабразивного зношування проточної частини свердловинного струминного насоса. XII Міжнародна науково-

технічна конференція «Прогресивні технології у машинобудуванні АТМЕ-2024» 5–9 лютого 2024 р. Яремче. С. 112–113.

12. Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ-2024» 10–11 квітня 2024 року, Дніпро: ННІ «Інститут промислових і бізнес технологій» Українського державного університету науки і технологій (УДУНТ), 2024. С. 292–296.

13. Panevnyk D.O. Determination of the well jet pump characteristics in conditions of mixed flows gradually rotating movement. IX Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 09–10 травня 2024 р. С. 129–133.

14. Panevnyk D.O. Modeling of the working flow propagation in the well ejection system flow part International conference on engineering, natural sciences, and technological developments, ICENSTED 2024, July 19-21 2024, Bayburt University, Bayburt, Turkey. P. 1024.

15. Panevnyk D.O. Advancement of methodologies for the automated computation of well jet pump characteristics through utilization of the Python programming language. 2nd International Conference on Modeling and Computer Engineering in Mechanical Engineering MCEME – 2024, Lviv 18-21 June 2024. P.32.

16. Panevnyk D.O. Jet-Vortex Above-Bit Arrangement for Drilling Production Wells. International Conference on Multidisciplinary Sciences and Technological Developments (ICMUSTED 2024), Erzurum, Turkey, December 13-15 2024. P. 530 – 534.

17. Panevnyk D.O. Use of oil jet pumps for increase of oil reservation. The International Scientific and Practical Conference Khoshbakht Yusifzade's Recitations, Baku, Azerbaijan, December 4-5 2024. P. 256–258.

18. Panevnyk D.O. Characterization of the performance parameters of a downhole jet pump under swirl-induced interaction of flows. X Всеукраїнська науково-технічна

конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 08–09 травня 2025 р. С. 135–138.

19. Panevnyk D.O. Nomogram for Determining the Characteristics of a Jet-Vortex Pump. 2nd International Conference on Engineering, Natural Sciences, and Technological Developments (ICENSTED 2025) June 20-23 2025 Bayburt, Turkey. P. 707–710.

20. Panevnyk D., Vovk L., Yekimov S. Development of well-dry jet pump designs to improve the environmental safety of the oil and gas complex. 7th Conference «Environmental engineering and design», Zielona Gora, October 23–24 2025. P. 104–105. (Особистий внесок – визначив оптимальну величину коефіцієнта інжекції ежекційної системи утилізації низьконапірного нафтового газу та дозувального струминного насоса, основного геометричного параметра струминного насоса для безреагентного попередження утворення гідратів в свердловині. Встановив оптимальні місця встановлення елементів для локального закручування змішуваних потоків струминного насоса).

21. Паневник Д.О. Моделювання напружено-деформованого стану елементів нафтового струминного насоса. XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні», 9–13 лютого 2026, Івано-Франківськ Ярмче, 2026. С. 150–151.

ANNOTATION

Panevnyk D.O. Development of scientific foundations for the construction of hydraulic models of downhole jet pumps. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 0.5.05.12 – machines of the Oil and Gas Industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ministry of Education and Science of Ukraine, Ivano-Frankivsk, 2026.

Oil and gas ejection technologies have gained independent significance over the 90 years of their existence and allow to increase the efficiency of drilling, development and

operation of wells. The advantages of using jet pumps are most fully manifested in the implementation of technological processes in difficult mining and geological conditions, during the elimination of accidents and complications and at the later stages of the operation of oil and gas fields. The development of ejection technologies has led to the emergence of new areas of application of downhole jet pumps. The ability of ejection systems to create a low-pressure area contributed to the development of technology for eliminating hydrates in riser pipes. Another example of the development of ejection technologies is the development of a method for using surface jet pumps to increase the efficiency of pipeline transport of water-saturated high-viscosity oil.

The spread of oil and gas ejection technologies is limited by the low efficiency of jet pumps, the value of which usually does not exceed 40 %. Efforts to increase the energy efficiency of the implementation of ejection technologies have led to the development of scientific research aimed at improving the methods for predicting the operation mode of a downhole jet pump. In particular, modern models of over-bit ejection systems do not take into account the presence of circulation flows caused by the rotation of the jet pump in the well, as a result of which the accuracy of predicting its characteristics and actual efficiency values is reduced compared to the recommended ones. Due to the rotation of the ejection system, the over-bit downhole layout can be considered as a vortex jet pump. The dominant influence of the layout components for a fixed rotation frequency is determined by the value of the working flow created by the drilling pump unit. With an increase in the value of the working flow, the role of the vortex pump decreases and the influence on the layout parameters of the characteristics of the jet pump increases. In the limiting case, when the working flow rate approaches infinity, the downhole arrangement turns into a jet pump. For zero working flow rate, the ejection system acquires the characteristics of an exclusively vortex pump. The combination of vortex and jet pumps in a single arrangement contributes to the increase in the pressure created by the combined ejection system.

Attempts to improve the energy performance of ejection systems led to the emergence at the beginning of the century of high-pressure vortex jet pumps with guide elements placed in the flow part for swirling the flow. The greatest experience in the use

of vortex jet pumps has been accumulated at the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", JV "Geotest" (Ukraine), BJ Services Company (USA), Taraz State University named after M.Kh. Dulaty (Kazakhstan). The rotation of the jet pump together with the drill string and the swirling of the flow by the guide elements cause the appearance of circulating flows and are characterized by the same nature of the impact on the characteristics of the ejection system. The practical implementation of the advantages caused by the creation of circulating flows in the flow part of the jet pump requires the development of new approaches to modeling its working process and is an urgent task.

In the process of analyzing the efficiency and mechanism of creating circulating flows in the flow part of downhole jet pumps, structural elements of vortex ejection systems were systematized and problem-solving methods were formulated for individual cases of their application.

In relation to downhole jet pumps, one can distinguish between the general swirling of mixed flows, which is carried out due to the rotation of the ejection system in the well together with the drill pipe string, and local swirling caused by the use of guiding elements. Despite the differences in the provision of rotational motion, both of the above cases have a similar mechanism of influence on the process of mixing flows. The swirling flow, in addition to the axial velocity, has a radial and rotational component, as a result of which the efficiency of energy exchange in the mixing chamber of the jet pump increases. This is due to the intensification of vortex processes in the boundary layer with a variable direction of fluid rotation, radial spread of the active medium and an increase in the area of its interaction with the injected flow, the appearance of inertial centrifugal forces and additional pressure forces, crushing of the medium structure and the formation of circulating flows.

In the process of generalizing the designs of downhole vortex ejection systems, it was found that the most common method of swirling the flow is the use of elements of the screw, blade and tangential types, nozzles with mutually perpendicular inlet and outlet oval sections, swirled plates and ribbons, and hydraulic turbines. Based on the systematization of designs and analysis of the nature of hydraulic connections of

individual structural elements, a classification scheme for vortex jet devices has been developed according to the method of swirling mixed flows, their type, orientation in the well, and the execution of guiding elements. Taking into account the proposed classification scheme for ejection systems, methods for solving problems for individual cases of application of downhole vortex jet pumps have been formulated.

According to the proposed models, the working flow for symmetrical rotation of the jet pump is considered as a leak and is determined by the radial function of a complex variable. The rotation of the flow is modeled as a circulating flow, which is created by a vortex and is determined by a complex potential in the form of a vortex function. The injected flow corresponds to a homogeneous flow and is determined by the complex potential of a rectilinear flow. The sum of the complex potentials of the radial, circulating and homogeneous flows determines the nature of the kinematic field in the flow part of the jet pump and the value of the flow velocity coefficient in the inlet section of the mixing chamber, which is part of the original equation of the basic method for determining the characteristics of the ejection system. Unlike the basic method, the updated value of the velocity coefficient allows, by using the vortex function, to take into account the rotation of the flow.

Modeling the process of swirling the flow by guiding elements assumes a parabolic shape of the pressure diagram and integration of the forces acting on the elementary area of the inlet cross-section of the mixing chamber of the jet pump. In the process of jointly solving the equations of conservation of fluid momentum, Bernoulli and flow continuity, an equation of the pressure characteristic of the jet pump is obtained, which includes the value of the additional pressure caused by swirling the mixed flows.

In the process of modeling the asymmetric twisting of the injected flow, the features of building models for two schemes of using the jet flow, which can be used in real designs of ejection systems, are considered:

1. Asymmetric twisting of the injected flow and uniform distribution of working flow pressures.
2. Asymmetric twisting of the injected flow and symmetric twisting of the working flow.

The use of guiding elements in the designs of jet pumps that rotate together with the drill string allows for combined swirling of the flow in the flow part of the jet pump. The nature of the combination of flow swirling mechanisms is determined by the design, purpose and conditions of use of downhole jet pumps.

Using the developed hydraulic models, the regularities of the working process of downhole ejection systems in conditions of local and combined swirling of mixed flows were established, which allowed formulating the theoretical foundations for the selection of design and operating parameters of jet pumps.

The limits of use of the developed models are limited by the conditions of cavitation-free operation of the ejection system. In order to simulate the cavitation conditions of the ejection system taking into account the influence of circulating flows, the task of constructing the configuration of the working and injected flow is reduced to determining the complex potential of the moving medium regions in the flow part of the jet pump. In this case, the known potential of the reference flow is conformally mapped onto the given region using the transforming function. Preliminary determination of the flow contours using the flow functions for the working and injected media makes it legitimate to use the basic laws of fluid mechanics to determine their hydrodynamic parameters. In the process of determining the trajectory of the working jet, a modified solution of the Kirchhoff problem of plane separation flow around an inclined wall was used. According to the mathematical model developed by the author, the presence of a circulating flow is taken into account by using the coefficient of uneven distribution of longitudinal velocities across the cross section of the working jet, which changes during the rotation of the flow. In the process of solving the system of parametric equations for the coordinates of the jet and linearizing the dependence between the axial coordinate of the jet and the argument of the complex velocity, the equation of the trajectory of the boundaries of the working flow is obtained and the flow compression coefficient is determined. The flow compression coefficient determines the influence of its rotation frequency on the cavitation characteristic of the jet pump.

In the experimental confirmation of the results of the dissertation research, additional criteria for the hydrodynamic similarity of mixed flows and operating modes

of the ejection system were introduced in the form of a critical value of the roughness of the surfaces of the flow part of the jet pump, the ratio of rotational and axial speeds, the Reynolds number of the screw flow and an analogue of the Froude number. Four models of the jet pump with elements for twisting flows in the form of profiled plates or screw profiles were used to conduct experimental research. It was established that the increase in head and efficiency under conditions of twisting the working flow is 8.62 % and 9.89 %, respectively, and the maximum error of the theoretical determination of head does not exceed 8.88 %. In the case of twisting the injected flow, the maximum increase in the injection coefficient, head and efficiency is 19.12%, 20.94% and 26.4%, respectively. With simultaneous twisting of the working and injected flow, the maximum increase in the injection coefficient is 26.34%, the head – 19.43% and the efficiency – 23.75%. In the process of comparing the pressure characteristics of the jet pump for the conditions of its rotation in the well with experimental data, it was established that the error in the theoretical determination of the relative head does not exceed 3.64%.

Taking into account the results of modeling the working process of vortex jet pumps, methods for selecting hydrodynamic parameters of ejection systems in the form of nomograms and calculation algorithms have been developed, which, while maintaining the required accuracy, allow simplifying the analytical dependencies obtained in the modeling process. For symmetrical rotation of the jet pump, a method for calculating the pressure characteristic using the method of successive approximations has been developed. When calculating the characteristics of a high-pressure jet pump using logarithmic smoothing, an equation was additionally obtained to determine the hydraulic losses in the working flow on the path between the working nozzle and the mixing chamber. The calculation algorithm obtained in this case eliminates the need to use the method of successive approximations to determine the relative hydraulic losses. The calculation of the additional pressure caused by the twisting of the working flow is simplified by constructing a nomogram from aligned points with three parallel vertical uneven scales. In the case of swirling of the injected flow, the feasibility of using a nomogram containing five parallel vertical uneven scales has been established. In order to determine the cavitation characteristics and limiting parameters of the jet pump, the

system of equations for calculating the minimum value of the compression ratio of the working jet is reduced to a nomographed form by approximating analytical dependencies and studying the extremum of the obtained function. When nomographing the equations that determine the limits of the use of the jet pump, the scale transfer method and grid nomograms placed in horizontally aligned quadrants have been applied.

Based on the analysis of the designs of downhole vortex ejection systems and the study of their characteristics, recommendations have been developed for choosing a flow twisting scheme in a jet pump. When choosing the location of the flow twisting elements, the principle of minimizing hydraulic losses in individual links of the downhole ejection system was used.

The work proposes a number of new technical solutions that have patent novelty and allow increasing the efficiency of the implementation of oil and gas ejection technologies: an over-bit ejection system with a vortex nozzle, an oil jet pump, a downhole pumping unit for washing sand plugs.

Based on the application of applied CAD programs, which include Autodesk, SolidWork and ANSYS, computer programs have been developed aimed at optimizing the process of using jet pumps in technological operations of drilling and operation of oil and gas wells. The paper presents the results of simulation modeling of erosion processes in the flow part of a downhole jet pump, taking into account the uneven nature of hydroabrasive wear of its flow part, based on the use of a dynamic mesh model with automatically changing geometry and structure. The conducted studies make it possible to determine the locations of additional protection elements to counteract hydroabrasive erosion. When modeling the relationship between the hydrodynamic and strength characteristics of individual elements of the downhole ejection system, the stress-strain state of the oil jet pump elements was investigated. In the process of modeling the over-bit ejection system with a vortex nozzle, the choice of rational hydrodynamic parameters of the well layout design was justified, which ensures a decrease in pressure in the over-bit region while maintaining the required flow rate of the flushing solution at the wellhead. By modeling the working process of the double-circuit over-bit ejection layout, the nature of the flow distribution in the hydraulic system of the device designed to

increase the efficiency of the primary development of the productive horizon was established. Based on the modeling of the working process of a hydrojet pumping unit with a group drive of down-hole jet pumps, an algorithm for distributing working flows in the elements of the surface equipment of the ground power unit was proposed.

Based on the analysis of the relationship between the functional purpose and the technological and technical and economic efficiency of individual types of ejection systems, a method for assessing the economic indicators of the use of vortex downhole jet pumps has been developed.

Keywords: hydraulic, hydraulic losses, hydrostatic pressure, vacuum, viscosity, energy efficiency, ejector, vortex pump, vortex ejector, wear, cavitation, flow ratio, stress, pressure pulsation, pressure drop, flow, rational geometry, liquid, venturi nozzle, turbulence, rotation frequency, numerical study, numerical simulation, fluid flow rate.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	30
1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ РОЗВИТКУ ВИХРОВИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	40
1.1 Визначення впливу закрутки потоку на характеристику струминних апаратів	40
1.2 Узагальнення конструкцій свердловинних вихрових ежекційних систем	57
1.3 Класифікація основних схем використання свердловинних вихрових ежекційних систем	63
1.4 Систематизація методів побудови гідравлічних моделей циркуляційних потоків	66
Висновки за результатами аналізу та постановка завдань досліджень	76
2 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЕЖЕКЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ОБЕРТАННІ СТРУМИННОГО НАСОСА В СВЕРДЛОВИНІ	78
2.1 Постановка задачі дослідження	78
2.2 Моделювання радіального потоку	86
2.2.1 Визначення радіальної функції із симетричним витоком	86
2.2.2 Дослідження кінематики радіального потоку	96
2.2.3 Визначення радіальної функції із зміщеним витоком	103
2.3 Моделювання циркуляційного потоку	113
2.3.1 Визначення вихрової функції із симетричним вихором	113
2.3.2 Дослідження кінематики циркуляційного потоку	120
2.3.3 Визначення функції циркуляційної течії із зміщеним центром вихору	124
2.4 Моделювання радіально-циркуляційного потоку	131
2.5 Моделювання інжектованого потоку	135
2.6 Моделювання змішаного потоку	137
2.6.1 Визначення границі розмежування однорідного та радіально-циркуляційного потоку	137

2.6.2 Дослідження розподілу швидкостей у змішаному потоці	143
2.7 Дослідження характеристики струминного насоса при обертанні змішуваних потоків	148
Висновки до розділу 2	154
3 МОДЕЛЮВАННЯ ЛОКАЛЬНОГО ЗАКРУЧУВАННЯ ПОТОКУ В СТРУМИННИХ НАСОСАХ	156
3.1 Визначення гідродинамічних параметрів закрученого потоку	157
3.2 Гідравлічна модель низьконапірного струминного насоса	160
3.2.1 Моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку	160
3.2.2 Моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки інжектованого потоку	165
3.2.3 Моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах одночасної закрутки робочого та інжектованого потоку	170
3.3 Гідравлічна модель високонапірного струминного насоса	173
3.4 Моделювання асиметричної закрутки інжектованого потоку	177
3.5 Моделювання комбінованої закрутки потоку	182
Висновки до розділу 3	186
4 МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЙНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВИХРОВОГО СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА	188
4.1 Постановка задачі визначення кавітаційних характеристик свердловинних ежекційних систем	189
4.2 Моделювання кавітаційного режиму робочої насадки	197
4.2.1 Визначення траєкторії робочого струменя	197
4.2.2 Дослідження профілю поздовжніх швидкостей при обертанні потоку	212
4.2.3 Виведення рівняння кавітаційної характеристики робочої насадки	217
4.3 Моделювання кавітаційного режиму камери змішування	224
Висновки до розділу 4	230

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ПОТОКІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУМИННОГО НАСОСА	231
5.1 Дослідження умов подібності при моделюванні циркуляційних потоків свердловинних струминних насосів	232
5.2 Експериментальне дослідження впливу закручування потоку на характеристику струминного насоса	245
5.2.1 Методика експериментального дослідження робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки потоку	250
5.2.2 Дослідження характеристик вихрового струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку	254
5.2.2.1 Визначення впливу величини робочої витрати на робочий процес струминного насоса	250
5.2.2.2 Дослідження напірної та енергетичної характеристики	254
5.2.2.3 Експериментальна перевірка адекватності теоретичної напірної та енергетичної характеристики в умовах закрутки робочого потоку	259
5.2.3 Дослідження характеристик вихрового струминного насоса в умовах закрутки інжектованого потоку	262
5.2.3.1 Визначення впливу величини робочої витрати на коефіцієнт інжекції струминного насоса	262
5.2.3.2 Дослідження напірної та енергетичної характеристики	264
5.2.3.3 Експериментальна перевірка адекватності теоретичної напірної та енергетичної характеристики в умовах закрутки інжектованого потоку	267
5.2.4 Дослідження характеристик вихрового струминного насоса в умовах одночасної закрутки робочого та інжектованого потоку	270
5.3 Моделювання умов обертання струминного насоса	273
Висновки до розділу 5	279
6 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДЛЯ СТВОРЕННЯ СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	281

6.1 Створення методів оцінки впливу циркуляційних потоків на характеристику свердловинної ежекційної системи	282
6.1.1 Визначення напірної характеристики струминного насоса для умов його симетричного обертання в свердловині	282
6.1.2 Визначення додаткового напору струминного насоса зумовленого закручуванням потоку	288
6.1.2.1 Побудова номограми для випадку закручування робочого потоку	288
6.1.2.2 Побудова номограми для випадку закручування інжектowanego потоку	291
6.1.3 Методика оцінки граничних параметрів ежекційної системи за умови роботи струминного насоса в кавітаційному режимі	294
6.2 Обґрунтування схем закрутки потоку в свердловинних ежекційних системах	299
6.3 Розробка перспективних конструкцій свердловинних ежекційних систем	301
6.3.1 Наддолотна ежекційна система з вихровою насадкою	301
6.3.2 Нафтовий струминний насос	306
6.3.3 Свердловинна насосна установка для промивання піскових пробок	308
6.4 Розроблення комп'ютерних моделей робочого процесу свердловинних струминних насосів	311
6.4.1 Визначення раціональних областей застосування комп'ютерних моделей свердловинних струминних насосів	311
6.4.2 Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса	314
6.4.3 Моделювання наддолотної ежекційної системи з вихровою насадкою	321
6.4.4 Моделювання наддолотної двоконтурної свердловинної ежекційної системи	326
6.4.5 Моделювання нафтового струминного насоса при використанні групового наземного приводу	334
6.5 Техніко-економічна ефективність застосування струминних насосів	341

Висновки до розділу 6	355
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ	357
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	359
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	386
ДОДАТОК Б ПРИСТРІЙ ДЛЯ БУРІННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ, ПОХИЛИХ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН	394
Методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах симетричного обертання в свердловині	
ДОДАТОК В СВЕРДЛОВИННИЙ СТРУМИННИЙ НАСОС	403
Методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків направляючими елементами	
ДОДАТОК Г ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОКТОРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ	412
ДОДАТОК Д МЕТОДИКА ТА ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННОГО НАСОСА ПРИЗНАЧЕНОГО ДЛЯ ВИДОБУВАННЯ ЗАЛИШКОВОЇ НАФТИ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ	415

ВСТУП

Ежекційні технології за схемою розміщення струминного насоса в свердловині, конструктивним виконанням окремих елементів, ефективністю та областю використання зумовили існування трьох етапів розвитку.

Перший досвід експлуатації струминного насоса в свердловині передбачав застосування розімкненої ежекційної системи, яка на початку 30-х років минулого століття почала застосовуватись для буріння і видобутку пластового флюїду з неглибоких свердловин. Для розімкненої схеми включення енергія струминного насоса витрачається на надання руху інжектованому потоку по всій довжині гідравлічного каналу свердловини, внаслідок чого обмежується її глибина і ККД ежекційної системи. Ефективність використання та глибина розміщення ежекційної системи в свердловині визначаються потужністю силового приводу, який спрямовує рідину на робочу насадку струминного насоса. В 70-х роках минулого століття запропонована замкнена схема включення струминного насоса, для якої інжектований потік циркулює виключно у привибійному контурі циркуляції і глибина свердловини не впливає на напірну характеристику і ККД ежекційної системи. Розробка замкненої схеми включення струминного насоса викликала появу нових конструкцій ежекційних систем, призначених для буріння, очищення вибою, ліквідації прихоплень, промивання піскових пробок та інших технологічних операцій.

Сучасний етап розвитку ежекційних технологій розпочатий використанням вихрових струминних насосів, проточна частина яких містить направляючі елементи для закручування потоку. Створення в струминних насосах циркуляційних течій підвищує ефективність змішування потоків і енергетичні показники ежекційної системи. Незважаючи на суттєве зростання ККД струминного насоса досвід експлуатації вихрових ежекційних систем в свердловині на сьогоднішній день обмежений розробкою нових елементів конструкції ежектора та експериментальним дослідженням ефективності їх використання. Ще один шлях підвищення енергетичних показників свердловинних ежекційних систем – розробка конструкцій поетапного змішування потоків,

внаслідок чого зменшуються гідравлічні втрати на вихроутворення і зростає ККД струминного насоса.

Сфера застосування свердловинних струминних насосів може бути розширена у зв'язку із перспективою зростання об'ємів буріння горизонтальних свердловин. Використання струминних насосів дозволяє інтенсифікувати процес промивки і покращити умови видалення шламу на горизонтальних ділянках свердловини.

Актуальність роботи. Ежекційні технології за 90 років існування набули самостійного значення і дозволяють підвищити ефективність буріння, освоєння та експлуатації свердловин. Найбільш повно переваги застосування струминних насосів виявляються при реалізації технологічних процесів в складних гірничо-геологічних умовах під час ліквідації аварій та ускладнень.

Поширення ежекційних технологій обмежується низьким ККД струминних насосів, який не перевищує 40 %. Спроби покращити енергетичні показники ежекційної системи викликали появу на початку століття високонапірних вихрових струминних насосів з направляючими елементами для закручування потоку. Найбільший досвід використання вихрових струминних насосів накопичений в Таразському державному університеті ім. М.Х. Дулати (Казахстан), ЗАО СП "Геотест" (Україна), BJ Services Company (США). Закручування потоку направляючими елементами і обертання струминного насоса разом з бурильною колоною викликають появу циркуляційних течій і мають однакову природу впливу на показники ежекційної системи.

Ефективність використання ежекційних технологій визначається достовірністю моделювання робочого процесу струминного насоса і точністю прогнозування режиму його роботи. Засновниками теорії струминних насосів вважають Цейнера (1863 р.) та Ренкіна (1870 р.), роботи яких були розвинені в Каліфорнійському університеті. Моделюванню робочого процесу струминного насоса в свердловині присвячені теоретичні дослідження Вакефільда А.В., Вілмана І.Е., Вільсона П.М., Гауера Д., Гоула Р., Каннінгема Р.Г., Петрі Х.Л., Смарт Э.Э., Тьондродіпутро Б. Перелік науковців, які розробили основи використання

свердловинних струминних насосів може бути доповнений вітчизняними дослідниками: Бага В.М. (ежектори для абразивоструменевого оброблення поверхонь, Сумський державний університет); Воропаєв Г.О. (ежектори охолоджувальних систем, Інститут гідромеханіки НАН України); Витязь О.Ю. (системи підготовки газу, ІФНТУНГ, Український науково-дослідний інститут природних газів); Галба Є.В. (інтенсифікація нафтовидобутку, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»); Донець К.Г. (системи утилізації низьконапірного газу, ІФНТУНГ); Ігнатов А.О. (буріння свердловин, національний технічний університет «Дніпровська політехніка»); Морозюк Л.І. (зрідження газу, Одеський національний технологічний університет); Оніщенко С. П. (газонаповнювальні компресорні станції, Національний авіаційний університет); Павленко І.В. (ежектори для абразивоструменевого оброблення поверхонь, Сумський державний університет); Педченко М.М. (виробництво штучного газогідрату, Полтавський національний технічний університет ім. Ю. Кондратюка, Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна); Пономаренко В.В. (струминні апарати харчової промисловості, Національний університет харчових технологій); Редько А. (системи газопостачання, Харківський національний університет будівництва та архітектури); Роговий А.С. (вихрові ежектори для нафтовидобутку, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»); Хомінець З.Д. (освоєння свердловин, ТОО «ЕМПИ-сервіс»); Шестопапов К.О. (ежектори суднових силових установок, «Одеська морська академія»); Яремійчук Р.С. (освоєння свердловин, ІФНТУНГ) та інші. Незважаючи на значний об'єм проведених досліджень сучасні методи моделювання роботи струминного насоса не враховують можливість його обертання в свердловині і закручування потоку направляючими елементами, внаслідок чого фактичні експлуатаційні параметри ежекційної системи можуть суттєво відрізнятися від прогнозованих. Практична реалізація переваг, викликаних створенням в проточній частині струминного насоса циркуляційних потоків вимагає розробки нових підходів до моделювання його робочого процесу і є актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертація виконана в рамках Національної програми «Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2030 року», комплексу тематичних планів НАК «Нафтогаз України», інноваційних напрямків стратегічного розвитку Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу на період до 2028 р. та відповідає затвердженню кафедру нафтогазових машин та обладнання програмам науково-дослідних робіт і держбюджетним темам «Підвищення ефективності експлуатації бурового та нафтогазопромислового обладнання» (номер державної реєстрації РК 0121U113707) та «Удосконалення машин та обладнання для надійного і безпечного спорудження та експлуатації нафтових і газових свердловин» (номер державної реєстрації РК 0124U004015).

Мета і завдання дослідження

Метою роботи є розвиток теоретичних основ створення та використання свердловинних вихрових ежекційних систем на основі моделювання циркуляційних потоків в проточній частині струминного насоса.

Поставлена мета реалізується шляхом вирішення наступних завдань:

- визначення ефективності, узагальнення і класифікація конструкцій та систематизація методів моделювання свердловинних вихрових струминних насосів;
- моделювання гідравлічних зв'язків між елементами ежекційної системи для умов її обертання в свердловині;
- теоретичне обґрунтування механізму закручування потоку направляючими елементами в проточній частині свердловинного струминного насоса;
- виявлення закономірностей кавітаційного режиму роботи вихрового струминного насоса та визначення границь його використання в свердловині;
- експериментальна перевірка розроблених математичних моделей використання свердловинного вихрового струминного насоса;
- розробка теоретичних основ створення свердловинних вихрових струминних насосів.

Об'єкт дослідження – робочий процес струминного насоса в умовах обертання і закручування потоку в свердловині.

Предмет дослідження – методи побудови та реалізації математичних моделей циркуляційних потоків в проточній частині свердловинного струминного насоса.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є фундаментальні положення гідродинаміки, теорія комплексної змінної, диференціальне та інтегральне числення, числове дослідження, методи системного та статистичного аналізу:

- теорія потенціальних потоків (характеристична функція комплексного аргументу, умови Коши-Римана, суперпозиція елементарних течій); теорема про збереження кількості та моменту кількості руху рідини, механіка гвинтових течій, системний аналіз використані при моделюванні загального та локального закручування потоків в струминному насосі;
- теорія гідродинамічної кавітації, рівняння суцільності течії та збереження енергії, балансу витрат і напорів, метод конформних відображень використані для визначення границь застосування вихрового струминного насоса в свердловині;
- теорія гідродинамічної подібності і математичної статистики використовувалась для побудови фізичних моделей та визначення умов застосування результатів експериментальних досліджень;
- метод електрогідродинамічних аналогій використаний при аналізі розподілу потоків в замкнених контурах циркуляції поверхневих та вибірних ежекційних систем.

Положення, що захищаються:

- концепція побудови математичних моделей циркуляційних потоків в струминних насосах при їх обертанні в свердловині;
- закономірності локального закручування потоку в свердловинних струминних насосах;
- механізм формування поля характеристик вихрових свердловинних ежекційних систем;

– принципи вибору раціональних конструктивних та режимних параметрів вихрових свердловинних ежекційних систем та оптимізація схем їх використання.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розробці теоретичних основ створення та використання вихрових свердловинних ежекційних систем.

Вперше показана необхідність та доцільність моделювання змішування потоків у вигляді суми часткових розв'язків рівняння Лапласа для радіальної, плоскопаралельної та циркуляційної гідродинамічних функцій. В подальшому це дозволило отримати аналітичні залежності для оцінювання закономірностей роботи струминного насоса при його обертанні в свердловині.

Вперше на основі багатфакторних експериментальних досліджень встановлено закономірності локального закручування потоків та визначено вплив відносного обертання робочого середовища на величину коефіцієнта інжекції, відносного напору та ККД свердловинного струминного насоса. Розбіжність дослідних та аналітичних величин не перевищує 10 %.

Вперше встановлено, що закручування інжектowanego потоку забезпечує більшу ефективність робочого процесу свердловинного струминного насоса у порівнянні із закручуванням робочого потоку. Одночасне закручування робочого та інжектowanego середовищ дає максимальний приріст енергетичних показників порівняно з прямоточними моделями.

Удосконалено структуру рівняння характеристики струминного насоса на основі визначення кількості руху рідини в супутніх струменях з параболічним розподілом тиску, що дає змогу врахувати локальне закручування змішуваних потоків.

Удосконалено принципи формування поля характеристик струминного насоса на основі конформних перетворень конфігурації змішуваних струменів та встановлення закономірностей виникнення кавітації в потоках з нерівномірним профілем тисків, що дозволило визначити границі застосування вихрової ежекційної системи в свердловині.

Удосконалено принципи вибору схеми закручування потоку в сучасних свердловинних ежекційних системах на основі мінімізації гідравлічного опору в елементах ежекційної системи.

Отримали подальший розвиток методи побудови економічних моделей реалізації нафтогазових ежекційних технологій на основі встановлення взаємозв'язку між функціональним призначенням та технологічною і техніко-економічною ефективністю окремих типів ежекційних систем.

Достовірність та вірогідність проведених досліджень забезпечується коректною постановкою задач та системним підходом до їх розв'язання із застосуванням класичних науково-обґрунтованих методів гідродинаміки, узгодженням отриманих результатів з сучасними уявленнями, застосуванням для їх експериментальної перевірки сучасних алгоритмів математичної статистики, числового дослідження та гідродинамічної подібності, відтворюваністю результатів експериментальних досліджень та їх логічним поєднанням з відомими зв'язками.

Практичне значення одержаних результатів. Сформульовані принципи моделювання змішування циркуляційних потоків реалізовані у вигляді сукупності технологічних і технічних рішень, спрямованих на створення та ефективне використання вихрових ежекційних систем:

- методів прогнозування характеристик струминного насоса для умов його обертання в свердловині і закручування потоку;
- системи визначення допустимих режимних та конструкторських параметрів при використанні струминних насосів в свердловині;
- методів перенесення результатів експериментальних досліджень ежекційних систем на натурні об'єкти;
- методу вибору місця встановлення елементів для локального закручування потоку в свердловинних струминних насосах;
- обґрунтування взаємозв'язку між функціональним призначенням та технологічною і техніко-економічною ефективністю окремих типів ежекційних систем;

- розробленні перспективних конструкцій свердловинних струминних насосів, що мають патентну новизну;
- встановленні особливостей побудови комп'ютерних моделей робочого процесу та спеціальних прикладних програм для окремих схем використання свердловинних ежекційних систем.

Основні результати виконаних в роботі досліджень та практичних реалізацій подано в матеріалах «Методики розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах симетричного обертання в свердловині» (затвердженої у ПАТ Укрнафта), «Методики розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків направляючими елементами» (затвердженої в НГВУ «Долинанافتогаз») і «Методики та програми розрахунку характеристик струминного насоса призначеного для видобування залишкової нафти та утилізації геотермальної енергії». Результати досліджень впроваджено в освітній процес Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу при виконанні курсових проектів, бакалаврських та магістерських робіт, викладанні навчальних дисциплін 1, 2 та 3 рівня освіти денної та заочної форми навчання за спеціальностями «Нафтогазова інженерія та технології», «Обладнання нафтових і газових промислів», «Галузеве машинобудування» («Машинобудування»), «Буріння нафтових і газових свердловин» («Гірництво та нафтогазові технології»), «Зварювання та споріднені технології».

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення та результати, які становлять суть дисертації отримані автором самостійно. У публікаціях, написаних у співавторстві здобувачеві належить: систематизація методів моделювання струминного насоса [64], розроблення алгоритму побудови номограм для визначення характеристик свердловинного струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків [65], побудова моделей свердловинних струминних насосів [66], встановлення структури рівняння напірної характеристики та експериментальні дослідження струминного насоса в умовах закручування робочого [100] та одночасного закручування робочого та інжектowanego потоків [101], встановлення взаємозв'язку між гідродинамічними

характеристиками окремих елементів свердловинної ежекційної системи у вигляді паралельного з'єднання трьох струминних насосів з груповим силовим приводом [187], встановлення особливостей конструкції та режимів експлуатації свердловинних ежекційних систем призначених для зменшення забруднення навколишнього середовища при реалізації окремих технологічних процесів розробки родовищ нафти і газу [205], визначення характеристик послідовно-паралельного з'єднання двох струминних насосів [244]. Роботи [30]–[51], [55], [56], [183]–[186], [188]–[204] опубліковані одноосібно.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідались і обговорювались в доповідях та повідомленнях на Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика 2021» (Івано-Франківськ, 21–24 вересня 2021 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні – ITMM'2022» (м. Дніпро, 15–17 березня 2022 р.); 1 st International conference on engineering and applied natural sciences ICEANS 2022, Konya Technical University (KTUN) (May 10–13 2022, Konya, Turkey); VII Всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку (м. Дрогобич, 27 травня 2022 р.); 3rd International conference on Applied Engineering and Natural Sciences ICAENS 2022, Konya Technical University (KTUN) (July 20–23 2022, Konya, Turkey); VIII Всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку (Дрогобич, 11–12 травня 2023 р.); International Scientific and Practical Conference «Heydar Aliyev and Azerbaijan oil strategy: Advances in oil and gas geology and geotechnologies», Azerbaijan (Baku, May 23–26 2023); 1st International Conference on Pioneer and Innovative Studies ICPIS 2023, Konya Technical University (KTUN) (June 5–7, 2023, Konya, Turkey); 2nd International Conference on Recent Academic Studies, ICRAS 2023 Konya Technical University (KTUN) (October 19–20 2023, Konya, Turkey); Міжнародному науковому форуму «Нафтогазова енергетика 2023» (Буковель, 12–14 жовтня 2023 р.); XII Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні ATME-2024» (Яремче, 5-9 лютого 2024 р.); 2nd

International Conference on Contemporary Academic Research, ICCAR 2023 Konya Technical University (KTUN) (November 4–5 2023, Konya, Turkey); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ITMM-2024 (Дніпро, 10–11 квітня 2024 р.); IX Всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку (Дрогобич, 09–10 травня 2024 р.); 2nd International Conference on Modeling and Computer Engineering in Mechanical Engineering MCEME – 2024 (Lviv 18-21 June 2024); International Conference on Engineering, natural sciences, and technological developments (ICENSTED 2024), Bayburt University, (July 1–21 2024 Bayburt, Turkey); International Scientific and Practical Conference Khoshbakht Yusifzade's Recitations, Baku, Azerbaijan (December 4–5 2024); International Conference on Multidisciplinary Sciences and Technological Developments (ICMUSTED 2024) (December 13–15 2024 Erzurum, Turkey); X Всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку (Дрогобич, 08–09 травня 2025 р.); 2nd International Conference on Engineering, Natural Sciences, and Technological Developments (ICENSTED 2025) June 20–23 2025 Bayburt, Turkey; 7th International Conference «Environmental engineering and design» October 23–24 2025 Zielona Gora, Poland; XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні ATME-2026» (Яремче, 8–13 лютого 2026 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 53 наукові праці, у тому числі 1 монографія, 7 статей, що індексуються в базах SCOPUS та Web of Science, 21 стаття у фахових виданнях України, одна стаття у закордонному науковому періодичному виданні та 2 патенти на винаходи.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел (255 найменувань на 27 сторінках), 5 додатків (на 41 сторінці) та містить 22 таблиці і 137 рисунків. Основний текст роботи викладено на 358 сторінках. Загальний обсяг роботи становить 427 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ РОЗВИТКУ ВИХРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ

1.1 Визначення впливу закрутки потоку на характеристику струминних апаратів

Промислове використання свердловинних струминних насосів започатковано у 50-х роках двадцятого століття. Якщо в минулому столітті застосування свердловинних струминних насосів вважалось другорядною додатковою технологією, то сьогодні нафтогазові ежекційні технології набули самостійного значення і здатні вирішувати комплекс завдань при реалізації більшості технологічних операцій розробки покладів вуглеводнів [66]. Свердловинні струминні насоси сьогодні застосовують при безпосередньому поглибленні свердловин [66], [143], [252], [253], [254] з метою підвищення ефективності виходу керну і покращення техніко-економічних показників буріння [97], [98], [112], [142], [255] для видалення сторонніх предметів залишених на вибої [103], [139] та ліквідації прихоплень бурильної колони. Конструкція наддолотних струминних насосів дозволяє їх використання в компоновках з серійними долотами та іншим вибійним обладнанням. Суттєва перевага ежекційних технологій полягає у здатності струминних насосів зберігати працездатність в складних гірничо-геологічних умовах і, зокрема при бурінні в умовах аномально низьких тисків та при спорудженні глибоких свердловин [66].

Освоєння свердловин за допомогою струминних насосів скорочує тривалість операцій з виклику припливу пластової рідини та сприяє зростанню коефіцієнта нафтовилучення упродовж всього періоду подальшої експлуатації свердловини [66], [152], [164]. Операції з освоєння свердловин можуть поєднуватись з геофізичними дослідженнями продуктивного горизонту. Застосування струминного насоса у складі універсальної свердловинної компоновки сприяє підвищенню ефективності реалізації обох виробничих процесів. Гідроструминний спосіб нафтовилучення дозволяє збільшити темпи відбору продукції на початкових стадіях експлуатації сланцевих свердловин [102], [176]. Проста конструкція

струминного насоса та здатність працювати в агресивному середовищі [76], [90], [233] та за наявності механічних включень дозволяє підвищити терміни рентабельної експлуатації виснажених покладів вуглеводнів [104], [221], [224]. Нафтові струминні насоси можуть мати як занурений [77], так і поверхневий [109], [137], [230] силовий привід з прямим [237] та зворотним [95] промиванням свердловини. Використання струминних апаратів дає змогу підвищити ефективність видобування високов'язких нафт [227] та експлуатації газових свердловин [226].

Розроблена наприкінці 50-х років минулого століття технологія промивання піскових пробок з використанням струминного насоса удосконалена шляхом поєднання ежекційної системи з колоною гнучких труб [66], [141], [171], [182], [248]. Стрімкий розвиток даної технології зумовлений широким впровадженням багатостадійного гідророзриву пласта [213], [145], [160]. Використання струминних насосів дає змогу підвищити ефективність проведення ремонтних робіт [219] та реалізацію вторинних методів нафтовидобутку [66], [82], [247].

Утилізація низьконапірного нафтового газу, який накопичується у вільному просторі нафтових резервуарів та в сепараторах системи збору та підготовки продукції свердловин – одна з традиційних галузей застосування ежекційних технологій [205], [249]. Струминні апарати мають техніко-економічні переваги у порівнянні з традиційними компресорами систем уловлювання нафтових газів і потребують менше місця для встановлення [157]. Остання обставина зумовила поширення використання струминних апаратів на морських платформах [66], [153], [166].

Один з перспективних напрямків розвитку ежекційних технологій передбачає розроблення гібридних методів нафтогазовидобутку. Сьогодні набули поширення струминно-фонтанні [78], струминно-газліфтні [245], струминно-електровідцентрові [92], [93] та струминно-плунжерні [7], [222] свердловинні компоновки. Поєднання традиційних способів нафтогазовидобутку з гідроструминним дозволяє отримати переваги від використання обох свердловинних компоновок.

Розвиток ежекційних технологій зумовив появу нових областей застосування свердловинних струминних насосів. Здатність ежекційних систем створювати область низького тиску сприяла розробці технології ліквідації гідратів в підйомних трубах, відповідно до якої струминний насос спускають в свердловину на колоні гнучких труб [66], [111], [205]. Внаслідок дії низького тиску відбувається перехід гідратних утворень з твердої фази в рідку, яка виноситься на поверхню разом з продукцією свердловини. Ще одним прикладом розвитку ежекційних технологій є розроблення методу застосування поверхневих струминних насосів для дозованої подачі інгібітору в трубопровід [66], [205] та підвищення ефективності трубопровідного транспорту обводненої високов'язкої нафти [235].

Основні переваги використання ежекційних технологій приведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні переваги використання ежекційних технологій

Технологічний процес	Особливості використання
Колонкове буріння	Зростання виходу керна
Первинне розкриття продуктивного горизонту	Збереження природної проникності продуктивного горизонту
Освоєння та дослідження свердловин	Зменшення тривалості процесу виклику припливу пластового флюїду
Нафтогазовидобування	Продовження тривалості експлуатації малорентабельних свердловин
	Підвищення ефективності експлуатації в складних умовах
	Роздільна експлуатація багатопластових родовищ
Очищення свердловин	Зменшення тривалості процесу видалення сторонніх предметів та піску
Ліквідація гідратів	Усунення необхідності використання хімреагентів
Збір та підготовка продукції свердловин	Утилізація низьконапірного газу

Найбільш відомими організаціями-розробниками нафтогазових ежекційних технологій в Україні є Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Криворізький гірничий інститут, Полтавське відділення УкрНДГРІ, Донецький політехнічний інститут, ЦНДЛ ВАТ «Укрнафта», Український нафтогазовий інститут. Розроблення та впровадження нафтогазових ежекційних технологій знайшло відображення у п'яти докторських дисертаційних дослідженнях Яремійчука Р.С., Донця К.Г., Паневника О.В. (ІФНТУНГ), Хомінця З.Д. (компанія «ЕМПІ-SERVIS», м. Івано-Франківськ), Рогового А.С. (НТУ ХПІ, м. Харків).

Застосування нафтогазових ежекційних технологій в Україні у промислових масштабах реалізується за чотирма напрямками:

- приготування бурових розчинів;
- застосування колонкових наборів із гідротранспортом керну при пошуковому бурінні;
- освоєння та дослідження свердловин;
- збір та підготовка нафти і газу.

Під час приготування бурових розчинів застосовують гідравлічні змішувачі ежекторного типу, які є одними із складових елементів обладнання. Виробництво модульних блоків для циркуляційних систем бурової сьогодні здійснюється компанією НАФТОАВТОМАТИКА (м. Полтава).

Струминні насоси, які застосовують у складі колонкових наборів із гідротранспортом керну відповідно до діючої класифікації можуть бути віднесені до ежекційних систем всмоктувального та нагнітального типу. Схема включення даних струминних насосів не відрізняється від аналогів, що входять до наддолотних компоновок призначених для буріння нафтогазових свердловин. Використання струминних насосів у складі колонкових наборів реалізовано у ВАТ «Північукргеологія» («Київгеологія»), ДП «Південукргеології», «Артемгеології», Горловській геологорозвідувальній експедиції, Закарпатській геологічній експедиції, Житомирській геологорозвідувальній експедиції та в інших підприємствах. Серед розробників технології застосування струминних насосів для

пошукового буріння необхідно відзначити науково-дослідний інститут «УкрВОДГЕО» та спеціальне конструкторське бюро «ГЕОТЕХНІКА». Подальше удосконалення конструкції струминного насоса у складі колонкового набору знайшло відображення в сучасних розробках ежекторного гідроударного пристрою, які проводяться на кафедрі нафтогазової інженерії та буріння національного університету «Дніпровська політехніка».

Технологія освоєння свердловин струминними насосами застосовується в Україні з кінця 20-го та з початку 21-го століття. Технологія виклику припливу з продуктивного горизонту, зазвичай, поєднується з гідродинамічними дослідженнями свердловин. Впровадження даної технології в Україні здійснювалось фахівцями СКТБ «Надра» та спеціалізованих компаній «ВЕЛЛ», «Геотест», «Принт», «ЕМПІ-СЕРВІС» (м. Івано-Франківськ). Згадані структури здійснювали розроблення, виготовлення та експлуатацію ежекційних систем для освоєння (УОС, УЭОС) та дослідження (УГИС, ЕМПИ) свердловин.

Ежектори на УКПГ вперше впроваджено на Гадяцькому та Солохівському газоконденсатних родовищах, що забезпечило стабільну роботу і збільшення дебітів низьконапірних газоконденсатних свердловин. Компанія «ВЕЛЛ» розробила та виготовляє ежектор газовий надзвуковий ЕГН-1 призначений для утилізації факельних газів, спільної експлуатації свердловин з різними гирловими тисками, а також для об'єднання високонапірних і низьконапірних комунікацій в єдину систему. Ежектор ЕГН-1 встановлюється безпосередньо біля свердловин або на установках комплексної підготовки нафти (УКПН) і газу (УКПГ). Прикладом є використання ежекторного пристрою в установці комплексної підготовки газу УКПГ-1 Юліївського НГКР ГПУ «Шебелинкагазвидобування», на Пасічнянській ділянці НГВУ «Надвірнанафтогаз» та утилізація газу низьких ступеней сепарації на кінцевому збірному пункті Бугруватівського родовища НГВУ «Охтирканафтогаз». Задача зменшення втрат нафтового газу шляхом його спільного транспорту з пластовою рідиною по одному трубопроводі реалізована на Талалаєвському родовищі НГВУ «Чернігівнафтогаз» за допомогою рідинноструминної установки.

Особливості застосування нафтогазових ежекційних технологій в Україні регламентуються «Правилами розробки нафтових і газових родовищ у нафтогазовидобувній промисловості «України» (XII розділ, пункт 3 (ежектори) та пункт 17 (струминні насоси). До переліку галузевої нормативної документації включений стандарт ВАТ «Укрнафта» «Технологія дії на привибійну зону нафтових, газоконденсатних, газових і нагнітальних свердловин імпульсно-хвилевою дією». Даний стандарт визначає порядок оброблення привибійної зони струминними насосами (ТУ У 29.5-30785395-023: 2007 (НС-0102-003)), які розроблені, виготовляються та використовуються НВО «Інноваційні технології і системи» (м. Київ): Насос струминний НС-1.00.00.000- 0X ТУ У 29.5-30785395-023: 2007 (НС-0102-003).

Незважаючи на низький ККД струминного насоса ежекційні технології понад 90 років застосовують для підвищення ефективності розробки родовищ нафти і газу, що пов'язано з наступними причинами:

- окремі процеси, що реалізуються з використанням ежекційних технологій (наприклад очищення свердловин) є короткочасними і енергетичні характеристики струминного насоса мають другорядне значення;
- економічний ефект від застосування струминних насосів (наприклад при первинному розкритті продуктивного горизонту) проявляється упродовж всього терміну експлуатації свердловин;
- проста конструкція та відсутність рухомих частин зумовили високу надійність ежекційного обладнання, яке практично не потребує технічного обслуговування;
- закручування змішуваних потоків похилими направляючими елементами дозволяє покращити енергетичні показники свердловинних ежекційних систем.

Прямоточні струминні насоси для буріння та очищення свердловин здійснюють обертання разом з колоною бурильних або насосно-компресорних труб. При цьому на поступальний рух рідини в проточній частині струминного насоса накладаються циркуляційні течії і свердловинна ежекційна система набуває ознак характерних для струминно-вихрових компоновок [41]. Значна кількість струминних апаратів містить елементи нахилені до осі пристрою в площині

нормальній до напрямку руху потоків. Така конфігурація проточної частини струминного апарата також викликає появу циркуляційних потоків, внаслідок чого ежекційна система може бути класифікована як струминно-вихрова.

Сформулюємо основні визначення, які характеризують об'єкт досліджень.

Циркуляційний рух – це поступальний без обертання навколо власної осі рух елементарних об'ємів рідини за круговими траєкторіями. З теорії потенціальних потоків відомо, що просторовий круговий рух частинок рідини генерується вихровою лінією, а плоский рух – точковим вихором. Відповідно вихровими ежекторами називають струминні апарати, в проточній частині яких взаємодіють як осьові, так і циркуляційні потоки. Враховуючи прийняту термінологію дисертаційна робота присвячена математичному моделюванню циркуляційних потоків в проточній частині вихрових струминних насосів, які використовують при реалізації окремих технологічних процесів нафтогазової промисловості.

По відношенню до свердловинних струминних насосів можна виділити локальне та загальне закручування потоку. Локальне закручування потоку здійснюється застосуванням направляючих елементів. Під дією сил в'язкості відбувається зміна структури потоку по довжині гідравлічного каналу та гальмування його обертового руху. Трансформація гідродинамічної структури потоку завершується на певній відстані від місця його закрутки, коли спіралеподібні лінії течії перетворюються на прямолінійні. Загальне закручування потоку здійснюється обертанням струминного насоса в свердловині з колоною бурильних або насосно-компресорних труб. В цьому випадку дисипативні сили не зменшують степені закрутки потоку.

Незважаючи на різницю в механізмах закрутки потоку обидва розглянуті випадки мають однакову природу впливу на робочий процес струминного насоса. Дана обставина дозволяє розглядати особливості локального та загального закручування змішуваних потоків в одній роботі. Враховуючи схожість процесів викликаних локальною та загальною закруткою математичні моделі для заданих умов роботи свердловинних струминних насосів будуть мати як подібні, так і відмінні ознаки. Відмінності математичних моделей вихрових струминних насосів

визначаються також схемою їх застосування в свердловині. Численність таких схем, очевидно, передбачає різні умови їх експлуатації та вимагає різних підходів до математичного моделювання робочого процесу свердловинних вихрових струминних насосів.

Вплив закрутки потоку на особливості робочого процесу струминного апарата визначається властивостями закрученого струменя. Засновниками механіки гвинтових і циркуляційних потоків вважають Бельтрані Е. (Італія) [120].

Гвинтове переміщення потоку може мати місце внаслідок накладання на поступальний рух поперечної циркуляції. Переміщення потоку при цьому відбувається в умовах дії відцентрових сил і пульсації тиску. В цьому випадку на частинку рідини діють сили тиску (викликані зовнішньою механічною дією), сили в'язкості (внаслідок відносного руху сусідніх шарів рідини) і масові (інерційні) сили пульсації тиску. Закручування стисливих та нестисливих рухомих середовищ підвищує ефективність передачі енергії при змішуванні потоків [63]. Закручені потоки на відміну від прямоточних мають дві складові швидкості: осьову і тангенційну [56]. Частота обертання частинок рідини в циліндричному каналі змінюється за лінійним законом і приймає нульові значення на осі потоку. Швидкість потоку біля стінок значно перевищує середні значення, а на осі – навпаки зменшується. При течії рідини біля осі її тиск значно знижується, що може викликати її закипання. Значні радіальні градієнти осьової та обертальної швидкості і статичного тиску сприяють виникненню турбулентних пульсацій тиску [62]. Розподіл тангенціальних швидкостей турбулентного струменя може бути систематизований у вигляді трьох областей: пристіночної, кільцевої та центральної [121]. Інтенсивність закручування рідин та газів визначається числом закручування у вигляді співвідношення тангенційного та осьового моментів обертання потоку із врахуванням радіуса гідравлічного каналу [85], [88]. Ступінь закручування потоку залежить також від витрати тієї його частини, яка створює поступальний рух. Завихрювання потоку впливає на пульсації тиску та швидкість осідання частинок, що рухаються у закрученому потоці [140]. Гвинтовий закручений потік порівняно з прямоточним потоком відзначається більшою транспортувальною здатністю. В

закручених потоках гідродинамічні параметри в перерізі вище за течією більше залежать від стану потоку розміщеного нижче за течією ніж для прямооточного руху рідини [133]. Закручування нестисливих потоків викликає утворення пульсацій тиску та зони рециркуляції у формі тороїдального вихору, довжина, діаметр і маса якої прямопропорційна ступені завихрення і практично не залежать від числа Рейнольдса та співвідношення осевих швидкостей зовнішнього струменя до внутрішнього [208]. Вихор і пульсації тиску виникають внаслідок дії відцентрової сили на рідину, що обертається. Руйнування вихору відбувається коли рівень завихрення перевищує критичне значення. Поведінка руйнування гвинтового вихору в основному характеризується рухом закручених хвиль вниз за течією [135]. Структура закрученого потоку є нестабільною [126], а швидкість гальмування процесу закручування струменя залежить від початкової інтенсивності завихрення, інтенсивності пульсації тиску та числа Рейнольдса потоку [159]. В процесі експериментального дослідження впливу завихрення та пульсації тиску на внутрішні турбулентні потоки [246] встановлено, що профілі середньої швидкості як далеко від стінки, так і поблизу неї допускають дотримування умов подібності при досить великих числах Рейнольдса, у випадку, коли реверс потоку на його вхідній ділянці не відбувається. У той час як подібність профілів швидкостей в пристінній зоні суттєво не залежить від завихрення. Подібність значень різниці швидкості чутлива до завихрення. В закручених потоках, зазвичай, спостерігається феномен нестационарної асиметрії [75], [206].

Визначимо особливості змішування закручених потоків [30].

Проаналізуємо вплив на характеристику струминного насоса процесу закручування робочого потоку. Французький інститут нафти використовуючи числове дослідження та CFD програми розробив числові моделі робочого процесу прямооточного струминного насоса та для випадку обертання його активного струменя за допомогою направляючих похилих лопаток, розміщених в порожнині робочої насадки [243]. Проведеними числовими дослідженнями встановлено зростання коефіцієнта інжекції струминного насоса за наявності обертання активного потоку. При цьому внаслідок зростання гідравлічних втрат, викликаних

наявністю направляючих елементів та додаткової турбулізації і пульсації тиску при змішуванні потоків відзначається зменшення ККД струминного насоса. Робочий потік в кільцевому газорідинному струминному насосі подається через декілька розміщених під кутом по колу робочих насадок [173]. Осьове та радіальне кутове зміщення робочих насадок створює завихрення змішуваних потоків. Підсмоктування інжектowanego потоку відбувається внаслідок створення вакууму на виході з робочих насадок та в центральній області вихрового поля. Інтенсивність пульсації тиску та завихрення потоку визначається кутами нахилу робочих насадок. Проведеними дослідженнями встановлено, що висока інтенсивність завихрювання змішуваних потоків зменшує всмоктувальну здатність струминного насоса. Помірно закручений потік відзначається більшою всмоктувальною здатністю і, таким чином, сприяє підвищенню ефективності робочого процесу струминного насоса. В роботі [134] наведені результати дослідження багатосоплового струминного апарата із кутовим зміщенням робочих насадок. Отримані в процесі досліджень залежності напору та ККД струминного насоса від кута нахилу робочих насадок мають екстремальний характер, що пов'язано із впливом завихрення змішуваних середовищ на величину втрат енергії в пристінних областях та більшу в'язкість розсіювання закручених потоків. Шляхом порівняння отриманих результатів з характеристиками прямоточного струминного насоса отримано зростання коефіцієнта інжекції на 4,5 % і підвищення його енергоефективності на 5 %. Встановлено, що максимальна всмоктувальна здатність та ККД струминного насоса відповідають кутам нахилу робочих насадок 15°. Компанія Asahi Organic розробила кільцевий струминний насос [138] в якому закручування робочого потоку здійснюється в периферичному каналі, після чого вихрова область поширюється на інжектований потік, який підсмоктується через центральний канал. Закручування потоку дозволило в чотири рази скоротити необхідну тривалість змішування потоків у порівнянні із прямоточним струминним апаратом. В Індійському технологічному інституті (Madras, Chennai) проведено числове дослідження характеристик водоповітряного ежектора з розміщеною в лінії підведення робочого потоку вихровою втулкою [212]. В процесі проведення

експериментальних досліджень вивчався вплив зміни кута завихрення на експлуатаційні характеристики модельного ежектора Вентурі. Під час експериментальних досліджень випробовувались три моделі ежектора з кутами закручування потоку 0° , 30° та 50° . Основний геометричний параметр досліджених моделей ежектора становив 1,76. За результатами проведених досліджень витрата інжектowanego потоку при використанні направляючих елементів для закручування потоку з кутами 50° перевищує інжектовану витрату прямооточного ежектора для будь яких значень витрати робочого потоку. Витрата інжектowanego потоку при використанні направляючих елементів для закручування потоку з кутами 30° перевищує витрату прямооточного ежектора на більшій частині діапазону зміни робочої витрати. При максимальних значеннях витрати робочого потоку інжектowana витрата прямооточного ежектора навпаки дещо перевищує даний параметр, який відповідає застосуванню струминного апарата з кутом нахилу направляючих елементів 30° . Максимальне зростання витрати інжектowanego потоку має місце при використанні ежектора з кутами нахилу направляючих елементів 50° і становить 21,3 %. В університеті Windsor (Canada) числове дослідження та програмне забезпечення CFD Fluent було використано для моделювання гідродинамічних полів потоку ежектора з кільцевим закрученим та незакрученим впускним соплом [251]. Тривимірні усереднені за Рейнольдсом турбулентні нестисливі потоки в ежекторі були змодельовані за допомогою чотирьох різних моделей: стандартної k-ε, RNG k-ε, реалізованої k-ε та моделі напруги Рейнольдса (RSM). Розрахунки показують, що можна отримати хороші або розумні результати для незакручених або слабких закручених потоків за допомогою моделей k-ε, тоді як модель RSM слід використовувати для сильно закручених потоків. Знайдено критичне значення кута закручування, при перевищенні якого ежектор взагалі не функціонує (відсутнє всмоктування інжектowanego потоку). В Індійському технологічному інституті (Madras, Chennai) за допомогою числового моделювання досліджувалось два типи вихрових генераторів, які використовувались для закручування робочого потоку газового ежектора з центральним соплом Вентурі [83]. Закручування робочого потоку

здійснювалось похило встановленими лопатками та за допомогою профільованих каналів. В досліджених моделях вихрового генератора кут нахилу направляючих елементів становив 10° , 20° та 30° . В процесів порівняльного аналізу отриманих результатів встановлено, що використання похилих лопаток збільшує величину коефіцієнта інжекції на 5 %, а використання профільованих каналів – на 15 %. Для дослідження обрано модель турбулентності SST k- ω , яка поєднує k- ω модель Вілcoxа та k- ϵ модель. Модель k- ω активувалась біля стінок проточної частини струминного апарата, а модель k- ϵ – у вільному потоці. Кафедрою механічної інженерії університету Каїра (Єгипет) проведені експериментальні дослідження газорідного ежектора з розміщеним в робочому потоці вихровим генератором, який складається з направляючих елементів у вигляді похилих пластин [119]. Для візуалізації змішуваних потоків корпус струминного насоса був виготовлений з прозорого плексигласу. Співвідношення площ робочої насадки та камери змішування становило 0,29. Для закручування потоку створювались чотири моделі з кутами нахилу направляючих елементів 0° , 15° , 30° і 45° . За результатами проведених досліджень встановлено зростання тиску вздовж проточної частини струминного апарата викликане закручуванням потоку. Максимальне зростання тиску відповідало кутам закручування направляючих елементів 45° і становило 30,7 %. Застосовуючи експериментальне та числове дослідження в роботі [123] проаналізований робочий процес струминного апарата в умовах закручування робочого потоку профільованим елементом з тангенціальним підведенням активного середовища. Основний геометричний параметр досліджуваного ежектора складає 76,56. Показано, що окружна складова швидкості закрученої течії є майже постійної по довжині ежектора, а осьова складова швидкості зростає вздовж потоку. В роботі [174] під час експериментального дослідження кільцевого струминного апарата встановлено зменшення енергетичних витрат при змішуванні потоків у випадку закручування робочого середовища. В процесі порівняння результатів експериментальних та числових досліджень встановлено, що результати моделювання потоків з меншим ступенем завихреності краще узгоджуються з фактичними характеристиками струминного апарата. Зростання

кута нахилу направляючих елементів, розміщених в робочому потоці може мати негативний вплив на всмоктувальну здатність струминного насоса [161].

Закручування інжектowanego потоку внаслідок більш складної конструкції струминного насоса є менш поширеним. Класичним варіантом закручування інжектowanego потоку є тангенціальне підведення рідин та газів [211]. На вході в камеру змішування багатосоплового газорідинного ежектора [84] встановлена втулка з розміщеними по колу внутрішньої поверхні похилими направляючими елементами. Закручування потоку створює додаткове завихрення та розширює область зсувного шару локалізовану між коаксіальними потоками робочого та інжектowanego середовища. Зростання довжини траєкторії руху частинки потоку, викликане його закруткою, збільшує ефективність обміну енергіями в камері змішування струминного насоса. Радіальне поширення активного середовища в об'ємі камери змішування збільшує поверхню взаємодії робочого та інжектowanego потоків. При цьому покращуються умови передачі кінетичної енергії від активного середовища пасивному і ККД струминного апарата зростає. Процес вирівнювання швидкостей в камері змішування відбувається плавно без раптових змін гідродинамічних параметрів робочого та інжектowanego потоку. Відновлення швидкостей завершується на більш короткій відстані від входу в камеру змішування, внаслідок чого зменшується її необхідна довжина. Експериментальними дослідженнями встановлено, що закручування змішуваних потоків викликало зростання величини коефіцієнта інжекції та ККД струминного апарата на 158 %. Компанією PetroGulf Misr Petroleum Company (Каїр, Єгипет) проведено [220] числове дослідження робочого процесу струминного насоса із застосуванням комерційного коду ANSYS® Fluent. Відповідно до отриманих результатів оптимальний кут завихрення інжектowanego потоку становить 45° , що підвищує енергетичну ефективність струминного насоса на 12,76 % у порівнянні з такою ж конфігурацією ежекційної системи з нульовим завихренням у всмоктувальній лінії. Закручування інжектowanego потоку дозволило збільшити коефіцієнт корисної дії струминного насоса до 38,08 %. Закручування робочого потоку навпаки викликало зменшення величини коефіцієнта інжекції струминного

насоса. В Норвезькому університеті науки та технологій (Trondheim, Norway) за допомогою числового моделювання досліджувався робочий процес двофазного вихрового ежектора в якому частина потоку із змішувальної камери по байпасній лінії через тангенціально встановлену насадку повертається в приймальну камеру струминного апарата та здійснює закручування інжектowanego потоку [210]. Під час числового моделювання раціональної геометрії ежектора та розмірів байпасної вихрової насадки отримано зменшення коефіцієнта інжекції струминного апарата в межах 2–20 %. Зниження продуктивності струминного апарата пов'язано із блокуванням масової швидкості інжектowanego потоку та створенням асиметричної течії внаслідок дії потоку, що надходить по байпасній лінії. Вважається, що це спричиняє великі втрати через появу зон рециркуляції змішуваних потоків. Встановлено значний вплив на продуктивність струминного апарата локалізації місця відбору зворотного потоку вздовж камери змішування та величини його швидкості на вході в приймальну камеру. В процесі тривимірного CFD моделювання встановлено, що зростання продуктивності ежекційної системи в умовах закручування інжектowanego потоку пов'язане з утворенням зворотних течій в проточній частині струминного насоса [225].

Найменш поширеним є комбіноване закручування змішуваних потоків. В процесі дослідження струминного насоса, призначеного для підвищення всмоктувальної здатності відцентрового насоса і забезпечення його безкавітаційної роботи, реалізоване комбіноване закручування робочого та інжектowanego потоку [165]. Для закручування робочого середовища застосовувались декілька форсунок з тангенціальним підведенням потоку. Завихрювання інжектowanego потоку здійснювалось за допомогою похилих лопаток. У порівнянні з прямоточним струминним насосом коефіцієнт корисної дії підвищився на 10 %–15 %. Завихрення потоку також дозволяє зменшити осьові габарити струминного насоса шляхом збільшення кута розкриття дифузора та зменшення довжини камери змішування. Комбіноване закручування змішуваних потоків реалізовано також в конструкції вмонтованого в долото нагнітально-всмоктувального струминного насоса [98]. За рахунок розміщення осі насоса під кутом до осі свердловини на виході з дифузору

виникає вихрове поле, яке створює в наддолотній області висхідні гвинтові ежекційні потоки. Комбінований вплив ежекційної дії струминного насоса та створення вакууму викликаного утворенням вихрової області сприяє підвищенню ефективності очищення вибою та покращує умови роботи долота.

В Таразському державному університеті ім. М.Х. Дулаті (Казахстан) проведені [72], [73] порівняльні експериментальні дослідження струминного насоса з прямоточним та тангенціальним підведенням інжектованого потоку.

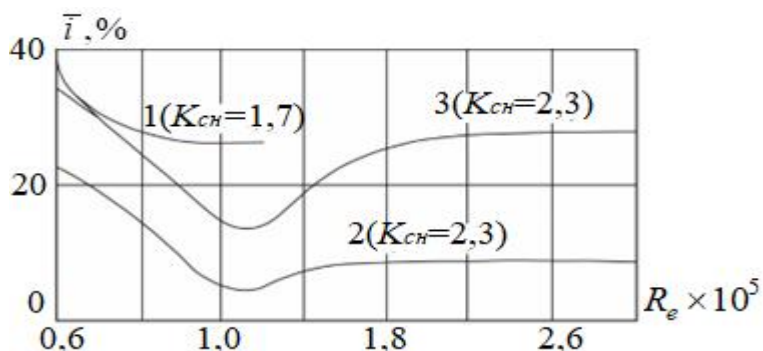


Рисунок 1.1 – Зростання коефіцієнта інжекції струминного насоса, викликане тангенціальною закруткою інжектованого (1, 2), інжектованого та робочого (3) потоків

Проведеними дослідженнями отримано зростання величини коефіцієнта інжекції в умовах тангенціального підведення інжектованого потоку до 38 %, причому зростання робочої витрати (крива 1 на рисунку 1.1) зменшує вплив закрутки інжектованого середовища на характеристику струминного насоса. Проведеними дослідженнями узагальнені результати випробувань трьох типів струминного насоса (рисунок 1.1):

- 1) робочий і всмоктувальний потік прямоточні;
- 2) робочий потік прямоточний, а всмоктувальний – з тангенціальним підведенням;
- 3) робочий і всмоктувальний потік характеризуються тангенціальним підведенням.

За результатами приведених досліджень автором побудовані узагальнені порівняльні залежності, відповідно до яких тангенціальне підведення інжектованого потоку збільшує коефіцієнт потоку струминного насоса на 5,2–23,1 %, а комбіноване закручування робочого та інжектованого потоку – на 14,1–33,3%.

Показані на рисунку 1.1 залежності отримані автором на основі обробки та узагальнення експериментальних даних приведених в роботах [72], [73] і стосуються струминних насосів з геометричними параметрами $K_{сн}=1,7$; $K_{сн}=2,3$.

Дослідженнями проведеними в Таразькому державному університеті ім. М.Х. Дулаті упродовж 30 років доведено, що ККД струминних насосів, в яких реалізована закрутка потоку в 1,3-1,5 разів перевищує ККД прямооточних апаратів.

Відповідно до розглянутих результатів експериментальних досліджень фактичні значення коефіцієнтів інжекції свердловинних струминних насосів перевищують прогнозовані. Похибка у визначенні коефіцієнта інжекції може викликати суттєве погіршення умов роботи струминного насоса. Зокрема зміна положення напірної характеристики вихрового струминного насоса порівняно з характеристикою прямооточного насоса викликає зміну положення робочої точки установки, яка може бути зміщена в область кавітаційних режимів (вертикальні прямі, які завершують напірні характеристики на рисунку 1.2.а).

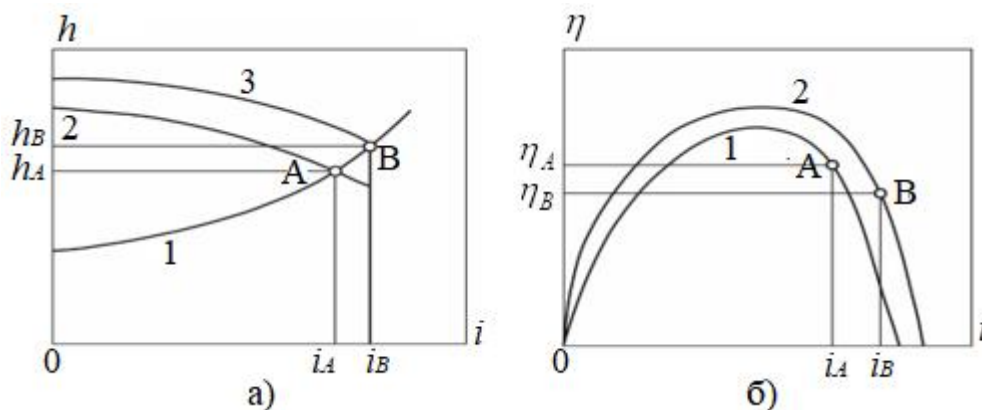


Рисунок 1.2 – Вплив похибки визначення коефіцієнта інжекції на режим роботи свердловинної ежекційної системи а) визначення напору: 1 – характеристика гідравлічної системи; 2 – напірна характеристика прямооточного насоса; 3 – напірна характеристика вихрового насоса;

б) визначення ККД для прямооточного (1) та вихрового (2) насоса

При цьому спостерігається катастрофічне зниження напору ежекційної системи. Розміщення робочої точки на низхідній ділянці енергетичної характеристики (рисунок 1.2 б) може зменшити фактичний ККД струминного насоса, внаслідок зростання коефіцієнта інжекції, викликаного закруткою потоку.

Аналіз можливих відхилень від оптимального режиму роботи ежекційної системи викликаних похибкою у визначенні коефіцієнта інжекції вихрового струминного насоса свідчить про необхідність розробки математичної моделі його робочого процесу. Аналіз динаміки зміни величини робочого тиску струминного насоса показує відмінності у механізмах закрутки потоку при застосуванні направляючих елементів та зовнішнього приводу для обертання деталей проточної частини пристрою. Логічно було б передбачити зростання робочого тиску при застосуванні для закрутки середовища направляючих елементів. В цьому випадку створення вихрової структури потоку потребує додаткової енергії, що повинне викликати зростання робочого тиску. При обертанні деталей струминного насоса разом з колоною труб в свердловині, додаткова енергія, що витрачається на створення вихрового поля має зовнішнє походження, внаслідок чого робочий тиск повинен залишатися незмінним. Розглянутий механізм трансформації енергії, що супроводжує закрутку потоку знайшов своє експериментальне підтвердження. Зокрема максимальна величина відносної витрати для прямооточного гідроелеватора відповідає значенню тиску перед робочою насадкою $P_p = 2,55 \times 10^{-2}$ МПа. Для умов тангенціального підведення інжектowanego потоку ця величина становить $P_p = 2,6 \times 10^{-2}$ МПа, а для одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку – $P_p = 2,65 \times 10^{-2}$ МПа [73]. Перевищення тиску робочого потоку у вихрових ежекторах над робочим тиском прямооточного струминного насоса визначає необхідну величину додаткової енергії, необхідну для закрутки потоку.

Особливу групу складають струминні насоси, обертання яких здійснюється за допомогою розміщеної в потоці турбіни обладнаної похилими лопатками. Обертання турбіни відбувається під дією набігаючого потоку, що вимагає додаткової витрати гідравлічної енергії. Для таких ежекційних систем можна прогнозувати зростання тиску робочого потоку, що наближає даний клас пристроїв до струминних насосів, в яких закрутка потоку здійснюється за допомогою розміщених в проточній частині направляючих елементів.

Проведений аналіз дозволяє визначити порівняльну ефективність різних методів закрутки потоку. З точки зору витрачання гідравлічної енергії найбільша ефективність закрутки потоку має місце при обертанні деталей струминного насоса з колоною бурильних або насосно-компресорних труб. Ефективність закрутки потоку направляючими елементами менша, ніж для умов обертання струминного насоса з колоною труб, оскільки частина гідравлічної енергії витрачається на надання середовищу обертового руху. Мінімальна ефективність закрутки потоку має місце у випадку обертання деталей струминного насоса внаслідок обертання гідравлічної турбіни. В цьому випадку гідравлічна енергія витрачається для надання обертового руху як направляючим елементам у вигляді турбіни, так і самому середовищу. Гідравлічна турбіна відіграє роль проміжної ланки, яка зменшує ефективність передачі енергії. Ефективність закрутки потоку, очевидно, визначає зростання ККД вихрового ежектора.

Вплив закрутки потоку на характеристику струминного насоса крім способу надання середовищу обертового руху визначається також величиною обертової швидкості потоку. Максимальна частота обертання потоку має місце при застосуванні для його закрутки направляючих елементів. Мінімальна швидкість закрутки потоку відповідає обертанню струминного насоса з колоною труб. Швидкість закрутки потоку для цього випадку, очевидно, визначається швидкістю обертання ротора, турбобура або гвинтового двигуна.

Враховуючи вплив багатьох чинників фактична ефективність окремих способів закрутки потоку може бути визначена, очевидно, шляхом багатофакторного моделювання умов роботи ежекційної системи з наступною експериментальною перевіркою основних результатів.

1.2 Узагальнення конструкцій свердловинних вихрових ежекційних систем

Визначимо характерні риси окремих направляючих елементів, які незважаючи на конструктивні відмінності формують у проточній частині гвинтовий потік.

Існує декілька способів генерації процесу обертання потоку. Їх можна класифікувати відповідно до трьох основних категорій [132], [144]:

1. Використання направляючих елементів, що відхиляють осьовий потік. Через свою простоту цей спосіб закручування, зазвичай, є найпоширенішим і почав застосовуватись ще на початку двадцятого століття [79], [80] однак наявність в потоці направляючих елементів створює значні втрати напору, а інтенсивність завихрення обмежена їх конструкцією.

2. Обертові механічні пристрої, які створюють обертовий рух рідини, що проходить через їх гідравлічні канали [217].

3. Тангенціальне входження частини або всієї кількості рідини в головний канал. Тоді інтенсивність завихрення визначається співвідношенням обсягів потоків, що вводяться тангенціально та аксіально [87], [118].

Направляючі елементи для закручування потоку можуть бути виготовлені у вигляді гвинтового профілю, закручених пластин, спіралей [94], похилих прямих [146] та криволінійних [231] ребер, гвинтових канавок [124], зміщених під кутом насадок, які рівномірно розміщені у кільцевому каналі і утворюють дискретні струмені [170], стрічкових та шнекових елементів [20], завихрювачів циклонного типу [10], вигнутого каналу суміжного з прямолінійною ділянкою труби [81].

Відповідно до другого типу елементів для закручування потоку відома конструкція пристрою, з розміщеним в корпусі шнеком, який під дією набігаючого потоку обертає корпус з встановленими на його зовнішній поверхні лопатками для завихрення [179]. Закрутка потоку здійснюється у два етапи: спочатку приводиться в обертовий рух корпус з лопатками, а потім лопатки обертають зовнішній потік. Закручування зануреного струменя може здійснюватись обертанням труби, що рухається навколо своєї осі [167] або диска-ротора з обмеженим потоком в його порожнині [105]. Необхідно відзначити, що обертання насадок, дифузорів, циліндричних каналів та інших гідравлічних елементів впливає на їх пропускну здатність.

Третій тип завихрювачів передбачає радіальне зміщення струменя в площині нормальній до напрямку руху потоку в струминному апараті. В конструкції

пристроїв даного типу закручування потоку може здійснюватись шляхом тангенційного спрямування потоку в пристрій циліндричної або конічної форми [128]. Тангенційний напрям потоку може бути реалізований шляхом підведення через декілька радіальних каналів [228], [232].

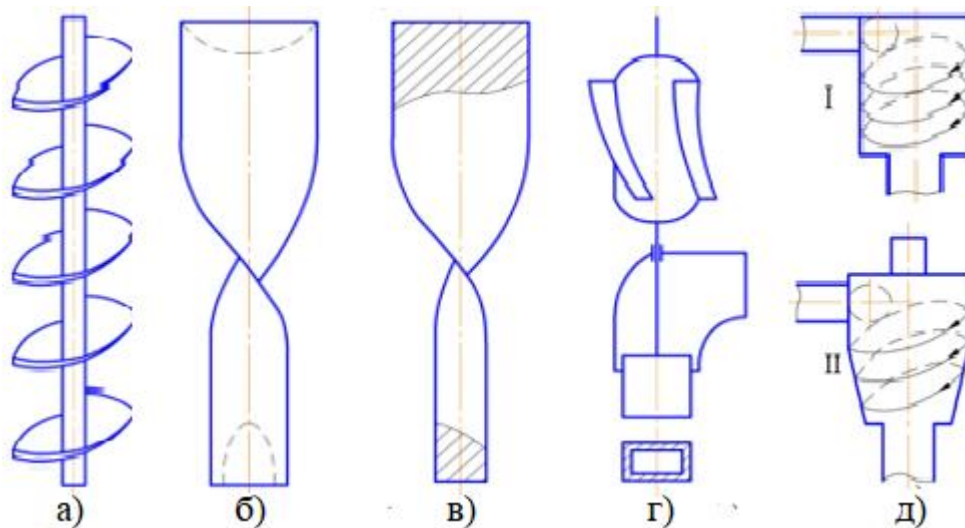


Рис.1.3 – Конструкція елементів для закрутки потоку

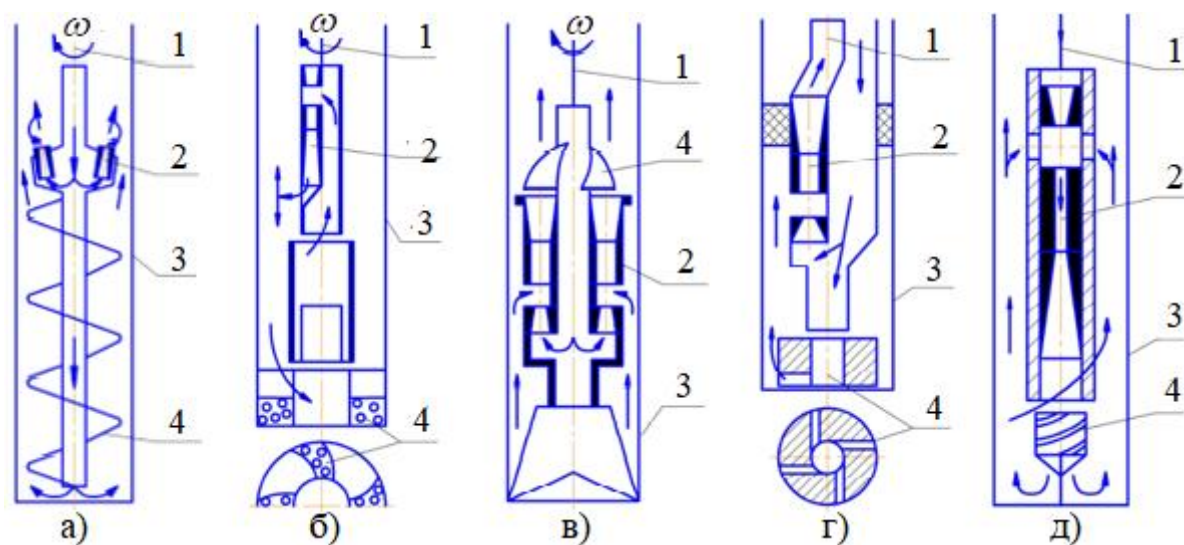
а) гвинтовий елемент б) насадок із взаємоперпендикулярними перерізами; в) закручена пластина; г) гідравлічна турбіна; д) тангенціальне підведення з циліндричною (I) та конічною (II) камерою

Гвинтові направляючі елементи є найбільш поширеними (рисунок 1.3, а) і застосовуються для закрутки як центрального, так і кільцевого потоку.

Будова гвинтових направляючих елементів допускає їх виготовлення з відносно невеликими діаметрами, що дозволяє їх застосування в свердловині в умовах обмеження радіальних габаритних розмірів. Насадок струминного апарата може бути виготовлений у вигляді двох суміжних взаємоперпендикулярних ділянок овального перерізу (рисунок 1.3 б). Розміщення вхідного і вихідного овального перерізу під кутом 90° викликає появу обертової складової швидкості руху потоку і прямолінійні лінії течії набувають вигляду гвинтових спіралей. Найбільш простою є конструкція направляючого елемента, що складається (рисунок 1.3 в) з розміщеної в гідравлічному каналі закрученої пластини, початковий і кінцевий переріз якої розвернутий на 90° , 180° або 360° . Закрутка робочого потоку може здійснюватись у два етапи. Набігаючий потік надає обертового руху турбінці із похило розміщеними лопатками, яка у свою чергу

обертає направляючі елементи для закручування потоку. Типова конструкція струминного апарата з приводом у вигляді турбіни приведена на рис. 1.3 г. Переріз робочої насадки має прямокутну форму і обертається за допомогою гідравлічної турбіни, внаслідок чого здійснюється закрутка робочого потоку. Направляючі елементи можуть мати окремий привод, який забезпечує їх обертання навколо осі ежектора. Тангенціальний підвід потоку може розглядатись як граничний випадок використання гвинтових елементів, кут нахилу яких наближається до 90° . Тангенціальне підведення потоку найбільш характерне для газових ежекторів і може здійснюватись для закручування як інжектованого, так і для робочого середовища. В одній конструкції струминного апарата може поєднуватись закрутка інжектованого середовища радіальними лопатками та тангенціальне підведення робочого потоку.

Розглянемо особливості конструкцій свердловинних вихрових струминних апаратів.



1 – колона труб; 2 – струминний апарат; 3 – свердловина; 4 – елемент для закрутки потоку

Рисунок 1.4 – Компоновки свердловинних вихрових струминних апаратів з гвинтовими (а, д), лопатковими (б, в) та тангенціальними (г) направляючими елементами

В конструкції наведених на рисунку 1.4, а реалізований механізм закрутки потоку у вигляді шнека розміщеного у всмоктувальній лінії струминного апарата. Таке виконання пристрою сприяє інтенсифікації евакуації бурового шламу і

підвищує ефективність очищення вибою, зростання механічної швидкості буріння та стійкості породоруйнівного інструмента.

Зменшуються також енерговитрати потоку. Закрутка інжектowanego потоку за допомогою гвинтового елемента в даному пристрої підсилюється обертанням бурильної колони. Таким чином, в представлений на рисунку 1.4, а конструкції ежекційної системи реалізується комбінована закрутка середовища: робочий та змішаний потік набувають гвинтового руху внаслідок обертання струминного апарата, а інжектований потік – за рахунок закрутки елементами шнека та його обертання в свердловині. На відміну від закрутки інжектowanego потоку в кільцевому каналі свердловини шнек може бути розміщений в центральному каналі свердловинної ежекційної системи. Закручування струменів гвинтовими елементами найбільш поширене в конструкціях, що реалізують завихрення робочого потоку [117], [129] струминних апаратів. Закручені пластини можуть розглядатись, як спрощений варіант гвинтових елементів [147], [150].

Схема закручування інжектowanego потоку струминного насоса пристрою для відбору керна показана на рисунку 1.4, б. Обернений до напрямку обертання бурової коронки профіль промивальних каналів сприяє передачі енергії обертання бурильної колони буровому розчину та надає додатковий напір висхідному потоку в колонковій трубі пристрою. Лопатки для закручування змішуваних струменів можуть встановлюватись як в робочому [121], [129] так і в інжектованому [74], [116], [126], [239] потоці. В роботі [113] наведена конструкція струминного апарата, в якій закручування робочого потоку здійснюється криволінійними елементами, а інжектowanego потоку – похилими прямими елементами розміщеними в камері змішування. В ежекторі компанії Denso Corporation закрутка робочого потоку здійснюється шляхом кутового зміщення робочої насадки [114]. Завихрювання робочого потоку може здійснюватись також шляхом комбінації послідовно розміщених в робочому потоці прямоточної насадки та встановленої під гострим кутом направляючої втулки [149].

Направляючі елементи для закручування змішаного потоку можуть бути розміщені на виході з дифузорів струминних насосів (рисунк 1.4, в). Вплив

закрутки потоку в даному випадку виявляється в зміні характеристики гідравлічної системи струминного насоса, а його власна характеристика залишається практично незмінною. Незначний вплив на робочий процес струминного насоса, очевидно, відбувається за рахунок рециркуляції частини закрученого змішаного потоку. При цьому, однак, необхідно зауважити, що частина потоку, яка повертається в приймальну камеру струминного насоса піддається деформації і зміні швидкості за величиною і за напрямом, внаслідок чого відбувається гальмування його обертального руху.

Створення на вибої вихрового потоку забезпечується застосуванням направляючих елементів виконаних у вигляді сопла із тангенціальними каналами (рисунок 1.4, г). Закрутка змішаного потоку для даної схеми розміщення струминного насоса є супутнім процесом. Змішаний потік одночасно є інжекттованим і після закрутки на вибої надходить в приймальну камеру струминного насоса. Тангенціальне підведення інжекттованого потоку спрощує конструкцію струминного апарата [209]. Частина робочого потоку може підводитись тангенційно, а частина – по осі робочої насадки [115]. Відомі також конструкції струминних апаратів з двоступеневим завихренням інжекттованого потоку: спочатку тангенційний вхід, потім закручування похилими елементами розміщеними на зовнішній поверхні робочої насадки [148].

Закордонний аналог пристрою для промивання піскових пробок приведений на рисунку 1.4, д. Пристрій "Sand-Vac" [125], [214] конструкції BJ-Companу для видалення з свердловини продуктів забруднення пласта після здійснення його гідравлічного розриву містить розміщені на виході струминного насоса направляючі елементи у вигляді розмивальної насадки. Закручений інжекттований потік, який є складовою частиною змішаного потоку, по кільцевому каналу свердловини через радіальні вікна струминного насоса надходить в приймальну камеру.

Проведеним аналізом встановлено:

- в конструкціях свердловинних струминних вихрових апаратів використовуються направляючі елементи для закручування потоку переважно гвинтового, лопаткового та тангенціального типу;
- закрутці піддається робочий, інжектований та змішаний потоки;
- в окремих пристроях має місце одночасна закрутка потоку направляючими елементами та обертанням в свердловині.

1.3 Класифікація основних схем використання свердловинних вихрових ежекційних систем

Формулювання та наступна систематизація класифікаційних ознак дозволяє узагальнити конструкції, призначення та умови використання і властивості структурних елементів, які складають свердловинні ежекційні системи, визначити динаміку, сучасний рівень і перспективи розвитку струминних насосів та встановити характер їх гідравлічних зв'язків. Розробка класифікаційної схеми є необхідною передумовою моделювання робочого процесу вихрового струминного насоса та дозволяє встановити перелік задач спрямованих на прогнозування режиму роботи ежекційних систем. Аналіз класифікаційних зв'язків дозволяє окреслити та узагальнити методи розв'язку окремих задач, які стосуються різних схем та випадків застосування вихрових струминних насосів в свердловині.

Розглянемо відомі схеми класифікації ежекційних систем. Відомі схеми класифікації струминних апаратів загального призначення за станом та властивостями змішуваних потоків [169], [242], чистотою обробки поверхонь проточної частини струминного апарата. Найбільш розгалужена класифікаційна схема конструкцій вибійних струминних насосів враховує [52] місце розміщення в свердловині, характер включення в гідравлічну систему (послідовно або паралельно), спосіб підведення робочого потоку, механізм зв'язку напірної і всмоктувальної лінії. Зважаючи на поширеність струминних насосів розроблена схема класифікації свердловинних ежекційних систем за призначенням [28]. Струминні насоси з поверхневим джерелом робочого потоку поділяють, у свою чергу, на ежекційні системи з автономним та централізованим розподілом робочої рідини. Така класифікаційна ознака введена, зокрема, при застосуванні

свердловинних струминних насосів нафтовидобувних фірм США [90], [172], [180], [207].

Незважаючи на значний об'єм досліджень присвячених систематизації конструкцій ежекційних систем на сьогоднішній день відсутня інформація про розробку схем класифікації свердловинних вихрових струминних насосів. Враховуючи важливість досліджень спрямованих на узагальнення та систематизацію конструкцій вихрових струминних насосів для підвищення їх технічного рівня розробка схеми класифікації свердловинних ежекційних систем є актуальною задачею.

Розроблена автором схема класифікації свердловинних вихрових апаратів передбачає використання чотирьох класифікаційних ознак (рисунок 1.5).



Рисунок 1.5 – Схема класифікації вихрових свердловинних ежекційних систем

За способом закрутки потоку вихрові ежекційні системи можна поділити на дві групи. Для першої групи закрутка потоку здійснюється шляхом обертання самого струминного насоса або його окремих деталей. В системах другої групи

вихрове поле створюється за допомогою розміщених в потоці направляючих елементів. Обертання деталей струминного насоса може створюватись як за допомогою механічного, так і з використанням гідравлічного приводу. Механічний привід здійснюється обертанням колони бурильних (насосно-компресорних) труб, а гідравлічний – обертанням розміщеної в потоці турбіни з похилими лопатками.

У випадку механічного приводу енергія обертання має зовнішнє походження. При обертанні гідравлічної турбіни використовується внутрішня енергія потоку. В реальних свердловинних компоновках може мати місце також комбінована закрутка потоку, яка реалізує обидва вищезгаданих способи створення циркуляційної течії.

Наступна класифікаційна ознака визначає різновид потоку [199] (робочий, інжектований або змішаний) якому надається обертання. Зокрема закрутка робочого потоку використана в конструкціях приведених на рисунках 1.3 б, 1.3 в, 1.3 г; інжектowanego потоку – в пристрої показаному на рисунку 1.4 а, а змішаного – на рисунку 1.4 в. Різновид потоку, який піддається закрутці, визначає особливості наступного моделювання робочого процесу струминного насоса.

За орієнтацією [199] в свердловині струминні насоси можна поділити на дві групи: з симетричним та асиметричним розміщенням в свердловині. Необхідність введення даної класифікаційної ознаки пов'язана із значним впливом орієнтації струминного насоса в свердловині на радіальний розподіл швидкостей в його проточній частині і на характеристики ежекційної системи. Зокрема ексцентричне розміщення струминного насоса в свердловині відповідає асиметричній епюрі швидкостей в характерних перерізах струминного насоса, що необхідно врахувати при моделюванні його робочого процесу. Незважаючи на стиснені умови використання вибійної компоновки конструкції сучасних ежекційних систем допускають значний ексцентриситет розміщення струминного насоса в свердловині. Для характеристики асиметричності розміщення ежекційної системи введемо поняття відносного зміщення струминного насоса як співвідношення відстані між осями пристрою і свердловини та діаметра камери змішування. Значення відносного зміщення для окремих конструкцій свердловинних

струминних насосів може змінюватись від 1,25 до 11,2 залежно від призначення ежекційної системи та схеми її використання. Чим більша величина відносного зміщення ежекційної системи в свердловині, тим сильніше викривлення епюри швидкостей руху рідини в характерних перерізах проточної частини струминного насоса. Четверта класифікаційна ознака визначає конструкцію направляючих елементів, які реалізують закрутку потоку. Спільною особливістю, яка об'єднує різні конструкції направляючих елементів і повинна бути врахована при моделюванні робочого процесу вихрового струминного насоса є кут нахилу спіральних траєкторій руху частинок рідини. Нульовий кут нахилу вихрових ліній до горизонту, очевидно, має місце при тангенціальному підведенні потоку. Розроблена класифікаційна схема може бути доповнена у випадку появи нових конструктивних елементів свердловинних вихрових струминних насосів [199].

1.4 Систематизація методів побудови гідравлічних моделей циркуляційних потоків

Складність моделювання закручених потоків зумовила поширення для проведення розрахункових операцій програмних комплексів ANSYS Fluent, які застосовують для розв'язку усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є–Стокса (RANS) напівемпіричні теорії турбулентності [158]. Домінування завихрювальної складової швидкості викликає анізотропію турбулентності потоку. Традиційні напівемпіричні моделі турбулентності засновані на гіпотезі вихрової в'язкості при цьому дають недостовірні прогнози не тільки для характеристик турбулентності, але й для розподілу швидкостей. Крім того застосування нетрадиційних моделей турбулентності часто вимагає вирішення багатьох складних рівнянь переносу другого моменту (шість напруг Рейнольдса плюс інші скалярні потоки та дисперсії), що є складним завданням для будь-яких реалізацій обчислювальних операцій CFD [91], [223]. Потреба прогнозування профілів швидкостей змішуваних потоків зумовлює необхідність проведення додаткових досліджень і залучення для моделювання робочого процесу вихрового струминного апарата нових концепцій.

Необхідність спрощення методів прогнозування характеристики свердловинних ежекційних систем вимагає уніфікації підходів до гідравлічного

моделювання робочого процесу вихрового струминного насоса. Суттєві відмінності в схемах та умовах застосування вихрових ежекторів, однак, не дозволяють створити універсальну методику побудови їх теоретичної напірної характеристики. Враховуючи запропоновану схему класифікації ежекційних систем визначимо методи розв'язку задач для окремих випадків застосування свердловинних вихрових струминних насосів.

В роботі [15] приведені результати порівняльного аналізу найбільш поширених методик визначення теоретичної напірної характеристики струминного насоса. Рівняння напірної характеристики отримані із застосуванням закону збереження імпульсу руху рідини в камері змішування струминного насоса, збереження енергії та співставлення повних напорів [16], [18] порівнювались з результатами експериментальних досліджень. В процесі порівняльних досліджень встановлено, що мінімальна похибка теоретичного визначення напору струминного насоса має місце при застосуванні для виведення рівняння характеристики ежекційної системи закону збереження імпульсу руху рідини.

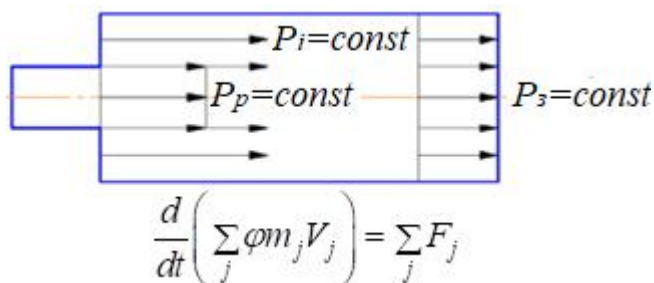


Рисунок 1.6 – Умови використання вихідного рівняння базової математичної моделі

Згадана математична модель прийнята за основу при моделюванні робочого процесу вихрового струминного насоса.

Умови використання вихідного рівняння для базової математичної моделі робочого процесу струминного насоса приведені на рисунку 1.6: зміна кількості руху рідини окремих матеріальних потоків дорівнює сумі сил, які ззовні діють на систему. При використанні закону збереження кількості руху рідини враховується рівномірний розподіл тисків для робочого та інжектowanego потоку на вході в

камеру змішування і рівномірний розподіл тиску змішаного потоку у її вихідному перерізі.

Відповідно до запропонованої моделі робочий потік симетрично розміщеного в свердловині струминного насоса (рисунок 1.7 а) розглядається як витік і визначається радіальною функцією комплексної змінної $W(z)_r$. Обертання потоку моделюється у вигляді циркуляційної течії, яка створюється вихором і визначається комплексним потенціалом у вигляді вихрової функції $W(z)_c$.

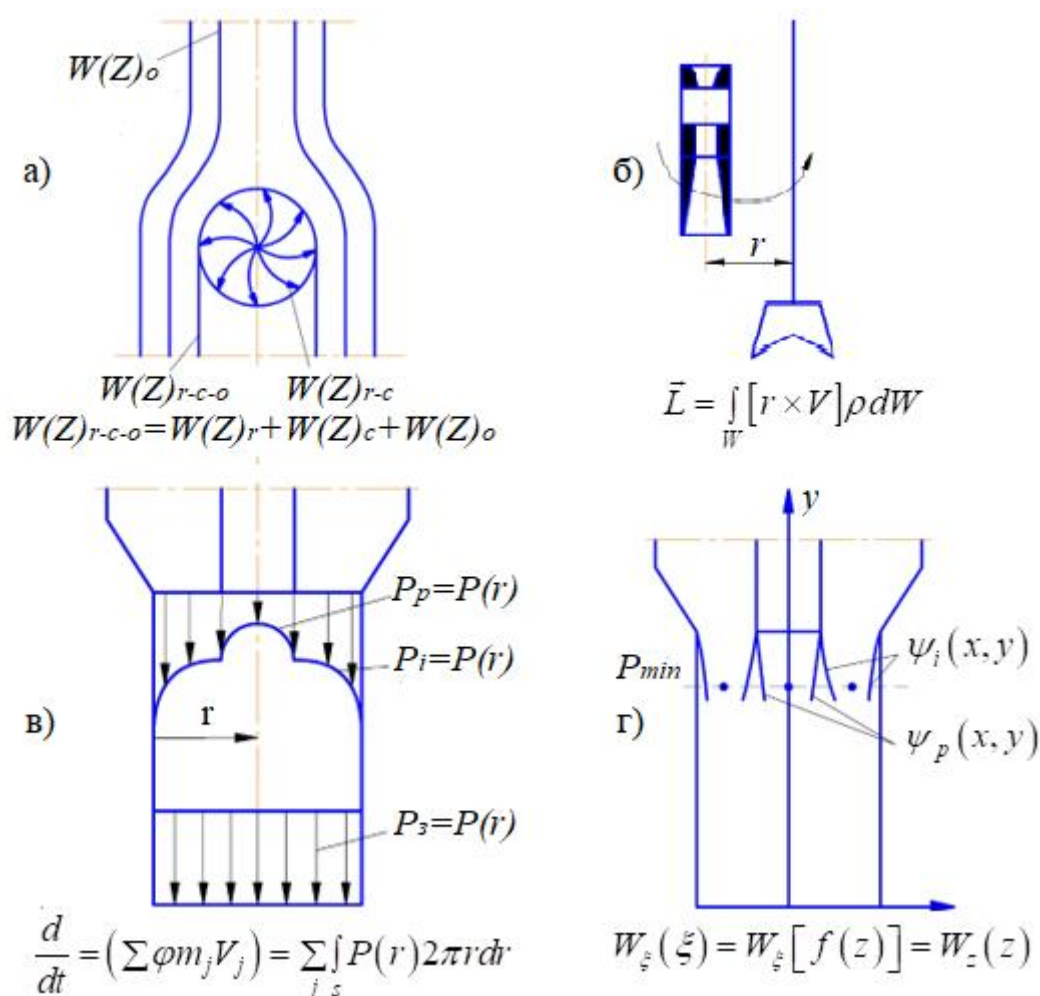


Рисунок 1.7 – Систематизація методів моделювання циркуляційних потоків: а) суперпозиція потенціальних потоків при симетричному обертанні струминного насоса; б) збереження моменту кількості руху рідини при асиметричному обертанні; в) збереження кількості руху рідини в потоках з параболічним розміщенням тисків; г) конформне відображення кавітаційної області

Інжектований потік відповідає однорідній течії і визначається комплексним потенціалом прямолінійного потоку $W(z)_o$. Змішана течія враховуючи принцип

суперпозиції визначається сумуванням комплексних потенціалів окремих потоків $W(z)_{r-c-o} = W(z)_r + W(z)_c + W(z)_o$. Значення комплексного потенціалу $W(z)$ дозволяє визначити поле швидкостей в проточній частині струминного насоса і розрахувати коефіцієнт швидкостей φ , який входить до складу вихідного рівняння базової методики визначення характеристики ежекційної системи. На відміну від базової методики коефіцієнт j дозволяє шляхом використання вихрової функції врахувати обертання потоку.

В процесі аналізу потенціальних потоків використовується поняття циркуляції потоку по замкненому контуру [63]. Відповідно до закону Стокса циркуляція швидкості по замкненому контуру, який обмежує однозв'язну область дорівнює потоку вихорів через дану область [234], внаслідок чого точковий вихор повинен знаходитись в межах циркуляційної течії, яку він генерує.

При обертанні симетрично розміщеного струминного насоса точковий вихор і точковий витік знаходяться на осі свердловини. При застосуванні симетрично розміщеного струминного насоса точковий вихор зміщується разом із ежекційною системою. При цьому точковий вихор може виходити за межі утвореної витокм радіальної течії і поняття циркуляції потоку втрачає фізичний зміст. Теорія комплексної змінної, таким чином, може використовуватись виключно при моделюванні робочого процесу струминного насоса у випадку його симетричного розміщення в свердловині. Математична модель робочого процесу струминного насоса з використанням теорії комплексної змінної наведена в другому розділі дисертаційної роботи.

Для моделювання асиметричного обертання ежекційної системи [31] автором запропоноване використання рівняння збереження моменту кількості руху рідини [32], [37], [46] (рисунок 1.7 б). Відповідно до відомої теореми механіки похідна по часу від моменту кількості руху визначається як сума моментів діючих на систему зовнішніх сил. Зокрема, при аналізі робочого процесу струминного насоса враховуємо зовнішні моменти прикладені відповідно, до об'ємів робочого, інжектowanego та змішаного потоків. Відстані між центрами виділених об'ємів рідини в камері змішування струминного насоса r (рисунок 1.7 б) і віссю обертання

визначають величину ексцентриситету його розміщення в свердловині. Рівняння моменту кількості руху рідини закладено в основу визначення додаткового динамічного напору струминного насоса викликаного його обертанням в свердловині. Повний напір свердловинного струминного насоса визначається як сума динамічного напору і основного, визначеного за базовою математичною моделлю (рисунок 1.6).

Відповідно до розробленої моделі [32] струминний насос встановлений в свердловині із зміщенням r_0 (рисунок 1.8) відносно її осі і обертається разом з бурильною колоною.

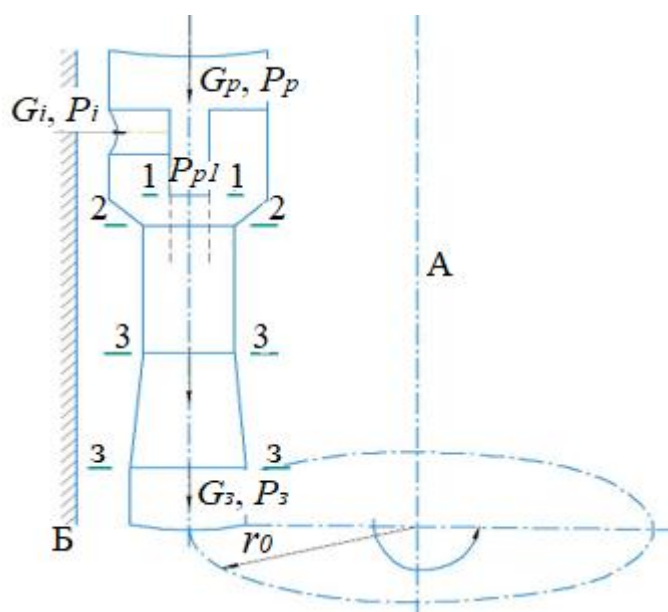


Рисунок 1.8 – Гідравлічна схема ежекційної системи з асиметрично розміщеним струминним насосом: А – вісь свердловини; Б – стінка свердловини [32]

Робочий потік з витратою G_p і тиском P_p надходить на робочу насадку струминного насоса гідравлічним каналом бурильної колони, а інжектований потік з витратою G_i і тиском P_i – по каналу затрубного простору [32]. Змішаний потік з витратою G_z і тиском P_z залежно від конструкції пристрою спрямовується на промивальну систему долота або в наддолотний простір.

Відповідно до теореми про збереження моменту кількості руху секундна зміна моменту dL / dt дорівнює моменту M зовнішніх сил, що діють на виділений об'єм рідини [32]

$$\frac{dL}{dt} = M \quad (1.1)$$

Застосування рівняння збереження моменту кількості руху потоку дозволяє визначити закономірності впливу процесу обертання експлуатаційної системи на її напірну та енергетичну характеристику уникаючи безпосереднього розгляду гідравлічних явищ, що мають місце в проточній частині струминного насоса. На основі [32] визначення моментів кількості руху рідини коаксіальних змішуваних потенціальних потоків з лінійним розподілом тангенціальних швидкостей і радіальним зміщенням відносно центру циркуляції, інтегрування профілів швидкостей у вхідному перерізі камери змішування, застосування закону неперервності руху потоків та рівнянь Бернуллі (записаних для характерних перерізів проточної частини струминного насоса), використання співвідношень між масою і об'ємною витратою із залученням характерних для теорії ежекційних систем відносних співвідношень отримано рівняння для визначення додаткового динамічного напору h_d , викликаного обертанням низьконапірного струминного насоса [32]

$$h_d = j_1^2 \frac{j_3^2 (1+i)^2}{K_{cn}^2} - \frac{i^2 (K_{cn} - 1)^2}{j_4^2 (1+1/i)} + \frac{2j_{2i} W^2 r_o^2 f_p^2}{Q_p^2 (1+1/i)} \quad (1.2)$$

де j_1, j_{2i}, j_3, j_4 – коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей відповідно у робочому, змішаному та інжектованому потоках;

K_{cn} – основний геометричний параметр струминного насоса;

i – коефіцієнт потоку струминного насоса;

r_o – відстань між осями свердловини та струминного насоса;

j_{2i} – коефіцієнт швидкості інжектованого потоку у вхідному перерізі камери змішування;

W – кутова частота обертання струминного насоса;

f_p – площа вихідного перерізу робочої насадки;

Q_p – витрата робочого потоку.

В процесі виведення рівняння характеристики високонапірного струминного насоса [37] використовуємо вихідні рівняння для визначення напорів інжектowanego H_{i2} та робочого H_{p2} потоків у вхідному перерізі камери змішування та змішаного потоку H_{33} у її вихідному перерізі (рисунки 1.8) з врахуванням гідравлічних втрат на її вхідній ділянці

$$H_{i2} = \frac{P_i}{r g} - \frac{DP_\kappa}{r g}; \quad (1.3)$$

$$H_{p2} = \frac{P_p}{r g} - \frac{V_{p1}^2}{2j_1^2 g} - \frac{DP_\kappa}{r g} = \frac{P_p}{r g} - \frac{G_p^2}{2j_1^2 f_p^2 g r^2} - \frac{DP_\kappa}{r g}; \quad (1.4)$$

$$H_{33} = \frac{P_3}{r g} - \frac{j_3^2 V_3^2}{2g} = \frac{P_3}{r g} - \frac{j_3^2 G_3^2}{2g f_3^2 r^2}, \quad (1.5)$$

де P_i, P_p, P_3 – тиск інжектowanego, робочого та змішаного потоків;

DP_κ, DP_p – гідравлічні втрати відповідно в робочому потоці на ділянці між робочою насадкою та камерою змішування і в робочій насадці;

r – густина потоку;

g – прискорення земного тяжіння;

V_{p1}, V_3 – швидкість потоку у вихідному перерізі робочої насадки та змішаного потоку на виході з камери змішування;

G_p, G_3 – масові витрати робочого та змішаного потоку;

f_3 – площа камери змішування.

Враховуючи закон збереження моменту кількості руху рідини рівняння балансу потужностей для проточної частини струминного насоса матиме вигляд [37]

$$G_3 g H_{33} - G_i g H_{i2} - G_p g H_{p1} = j_{2i} G_i w^2 r_o^2 \quad (1.6)$$

Після підстановки формул (1.3) – (1.5) в останнє рівняння використовуючи комплекс перетворень аналогічних виведенню характеристики низьконапірних струминних насосів [32] отримаємо рівняння характеристики високонапірного струминного насоса [37]

$$h_o = j_1^2 j_3^2 \frac{(1+i)^2}{K_{сн}^2} + \frac{2j_1^2 j_{2i} w^2 r_o^2 f_p^2}{Q_p^2 (1+1/i)} - \frac{DP_{\kappa}}{DP_p} \quad (1.7)$$

На рисунку 1.9 показані енергетичні характеристики струминного насоса при його обертанні побудовані із використанням розробленої автором методики. Криві 1, 2 на рисунку 1.9 побудовані із врахуванням гідравлічних втрат в робочому потоці [32], а криві 3, 4 – без врахування втрат в робочому потоці [37].

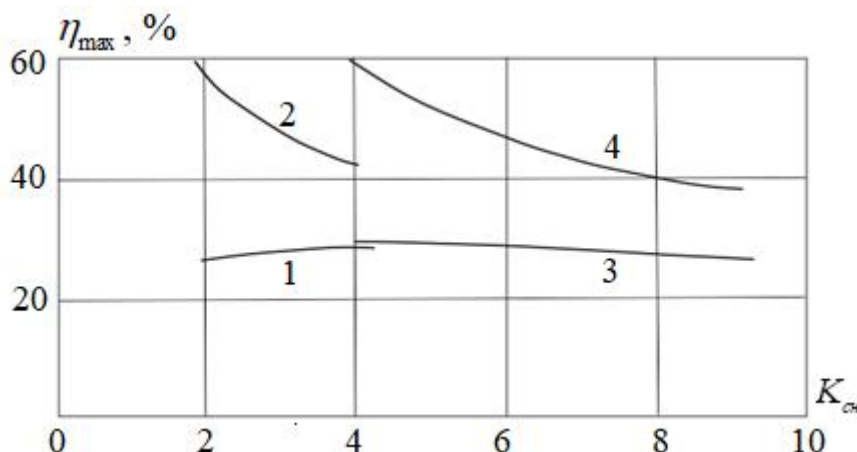


Рисунок 1.9 – Залежність ККД ежекційної системи від основного геометричного

параметра струминного насоса: 1– енергетична характеристика нерухомого високонапірного струминного насоса; 2 – енергетична характеристика високонапірного струминного насоса за наявності обертання; 3 – енергетична характеристика нерухомого низьконапірного струминного насоса; 4 – енергетична характеристика низьконапірного струминного насоса за наявності обертання

Враховуючи, що ККД струминних насосів, зазвичай, не перевищує 40 %, побудовані з використанням розробленої моделі енергетичні характеристики свердловинної ежекційної системи із врахуванням її обертання в свердловині (яка відповідає діапазону зміни основного геометричного параметра $K_{сн}$ від 2 до 8) не забезпечують необхідної точності розрахунків. Наведена в роботах [32], [37] методика, однак, може застосовуватись для аналізу характеристик нерухомого струминного насоса, а також при проектуванні струминних апаратів поширених в системах охолодження теплових машин, в хімічній промисловості та в сільському господарстві, для яких величина основного геометричного параметра змінюється в діапазоні $K_{сн} > 8$.

Моделювання закрутки потоку направляючими елементами передбачає параболічну форму епюри тисків у вхідному перерізі камери змішування струминного насоса (рисунок 1.7 в). На відміну від рівномірного розподілу тиску в базовій моделі моделювання закрутки потоку передбачає інтегрування зусиль, діючих на елементарну площу вхідного перерізу камери змішування

$$F_j = \oint_j P(r) 2\pi r dr \quad (1.4)$$

Змішування потоків повинне завершитись в камері змішування струминних насосів, внаслідок чого у її вихідному перерізі повинен бути рівномірний розподіл швидкостей. Дана обставина пояснює неможливість застосування для моделювання циркуляційної течії теорії комплексної змінної (рисунок 1.7 а), оскільки обертання струминного насоса передбачає нерівномірний профіль тисків як у вхідному, так і у вихідному перерізах камери змішування.

Приведений розподіл зусиль (рівняння (1.4)), у свою чергу, не може використовуватись для моделювання циркуляційної течії при обертанні струминного насоса (рисунок 1.7 а), оскільки результуюча сила від автоматичного додавання зустрічних динамічних зусиль у вхідному та вихідному перерізах камери змішування дорівнює нулю.

Границі використання запропонованих моделей обмежені умовами безкавітаційної роботи ежекційної системи, визначення яких, у свою чергу, передбачає моделювання циркуляційних потоків в проточній частині струминного насоса. Відомі методики визначення [89], [177], [240] кавітаційних умов роботи свердловинної ежекційної системи не враховують стиснення робочої та інжектрованої течії і наявність циркуляційних потоків в камері змішування струминного насоса.

Сформульована задача побудови конфігурації робочої та інжектрованої течії зводиться до визначення комплексного потенціалу потоків в проточній частині струминного насоса $W(Z)$, якщо відомий комплексний потенціал еталонної течії $W(\xi)$ і перетворююча функція $\xi = f(Z)$, яка здійснює конформне відображення відомої області на задану. Шуканий комплексний потенціал $W(Z)$ визначається шляхом заміни перемінних $W_\xi(\xi) = W_\xi[f(Z)] = W_z(Z)$. Попереднє визначення обрисів

потоків робить правомірним застосування для визначення їх гідродинамічних параметрів основних законів механіки рідин. Співставлення величин фактичного гідродинамічного тиску з тиском насичених парів рідини дозволяє оцінити небезпеку роботи струминного насоса в кавітаційному режимі.

Проведений аналіз дозволяє виділити дві групи методів розв'язку задач, спрямованих на моделювання робочого процесу окремих схем застосування вихрових струминних насосів в свердловині:

- накладання потенціальних потоків, визначених елементарними функціями комплексної змінної;
- збереження кількості руху рідини в потоках з параболічним розподілом тисків.

Границі застосування згаданих моделей визначаються методом конформних відображень із залученням закону збереження енергії в інтерпретації Бернуллі. Приведені методи математичного моделювання в теорії свердловинних струминних насосів запропоновані вперше. Науково-технічна інформація про моделювання циркуляційних течій в свердловинних струминних насосах на сьогоднішній день відсутня.

Висновки за результатами аналізу та постановка завдань досліджень

Область використання розробленої моделі визначається конструкцією свердловинної ежекційної системи, локалізація осі обертання якої обмежене робочим простором камери змішування струминного насоса. Згадана конструкція ежекційної системи характеризується, переважно, симетричним обертанням та допускає незначне зміщення струминного насоса по відношенню до осі симетрії свердловини. На основі узагальнення досвіду використання визначена ефективність, класифіковані конструкції та встановлені області застосування вихрових свердловинних струминних апаратів:

- закручування потоків та створення циркуляційних течій в проточній частині струминного насоса дозволяє підвищити коефіцієнт інжекції на 38 %, а ККД – в 1,3-1,5 рази. Одночасно зростає вакуум в приймальній камері струминного насоса;
- локальне закручування потоку може здійснюватись направляючими елементами переважно гвинтового, лопаткового та тангенціального типу;
- локальне закручування потоку може мати місце в робочому, інжектваному та змішаному середовищах;
- окремі ежекційні системи передбачають комбіновану одночасну закрутку потоку направляючими елементами та обертанням в свердловині;
- основні схеми вихрових струминних насосів можуть бути класифіковані за способом закрутки потоку, різновидом закручуваного середовища, орієнтацією в свердловині та конструкцією направляючих елементів.

Сучасні методики розрахунку струминних насосів не враховують наявність їх обертання в свердловині та можливість закрутки потоку направляючими елементами.

Проведений аналіз дозволив запропонувати і систематизувати методи побудови математичних моделей та сформулювати дві групи методів розв'язку задач, спрямованих на прогнозування режиму роботи основних схем застосування вихрових свердловинних струминних насосів:

- накладання потенціальних потоків, визначених елементарними функціями комплексної змінної;

– збереження кількості руху рідини в потоках з параболічних розподілом тисків.

Зважаючи на високу ймовірність роботи струминного насоса в кавітаційному режимі необхідно визначити границі застосування вищезгаданих методів моделювання робочого процесу вихрових ежекційних систем. Проведені автором попередні дослідження дають підставу вважати доцільним використання для визначення кавітаційних характеристик методу конформних відображень.

Розробка методів побудови математичних моделей свердловинних ежекційних систем повинна стати теоретичною основою визначення раціональних конструкторських і режимних параметрів вихрових струминних насосів.

Враховуючи результати проведеного аналізу сформульовано основні завдання досліджень, приведення у вступі.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЕЖЕКЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ОБЕРТАННІ СТРУМИННОГО НАСОСА В СВЕРДЛОВИНІ

Обертання струминного насоса в свердловині реалізується в таких випадках:

1) При застосуванні гідравлічних турбін, турбобурів та вибійних гідравлічних двигунів, які здійснюють обертання під дією набігаючого потоку і передають обертовий рух ежекційній системі.

2) Під час обертання свердловинної ежекційної компоновки разом з колоною бурильних або насосно-компресорних труб.

Процес побудови математичної моделі ежекційної системи для умов обертання струминного насоса в свердловині передбачає наступні етапи:

1. Моделювання робочого потоку струминного насоса.
2. Моделювання інжектowanego потоку струминного насоса.
3. Моделювання змішаного потоку та визначення впливу частоти обертання ежекційної системи на характеристику струминного насоса.

Прийнята схема теоретичного аналізу складових змішаної течії в проточній частині струминного насоса передбачає адаптацію рівнянь, які описують елементарні потенціальні потоки, до умов їх застосування при моделюванні робочого процесу свердловинної ежекційної системи. Розроблені моделі повинні відповідати фізичному змісту процесів, що відбуваються в проточній частині струминного насоса та забезпечити необхідну точність проведення гідравлічних розрахунків свердловинних ежекційних систем. Під час моделювання робочого процесу струминного насоса необхідно встановити границі використання розробленої моделі з врахуванням прийнятих припущень. Отриманий математичний апарат повинен стати теоретичною основою для визначення закономірностей роботи струминного насоса в свердловині для різних способів буріння та умов використання.

2.1 Постановка задачі дослідження

Сучасні уявлення про принцип роботи струминного насоса враховують спільну дію двох факторів:

1. Створення вакууму на виході робочої насадки струминного насоса зумовлене високою швидкістю витікання робочого потоку та створення умов для припливу інжектowanego потоку.

2. Передача енергії високонапірним потоком низьконапірному за рахунок дії сил вязкісного тертя.

Внаслідок обертання струминний насос додатково набуває ознак, характерних динамічним насосам. Низьконапірний інжектований потік внаслідок обертального руху високонапірного робочого потоку отримує додаткову кінетичну енергію, яка в подальшому перетворюється в енергію тиску. Під час обертання робочого потоку утворюються спіралеподібні лінії течії, які здійснюють взаємодію з інжектowaną рідиною так само, як це відбувається в порожнині робочого колеса відцентрового насоса. Обертання робочого потоку, таким чином, викликає створення струминним насосом додаткового напору.

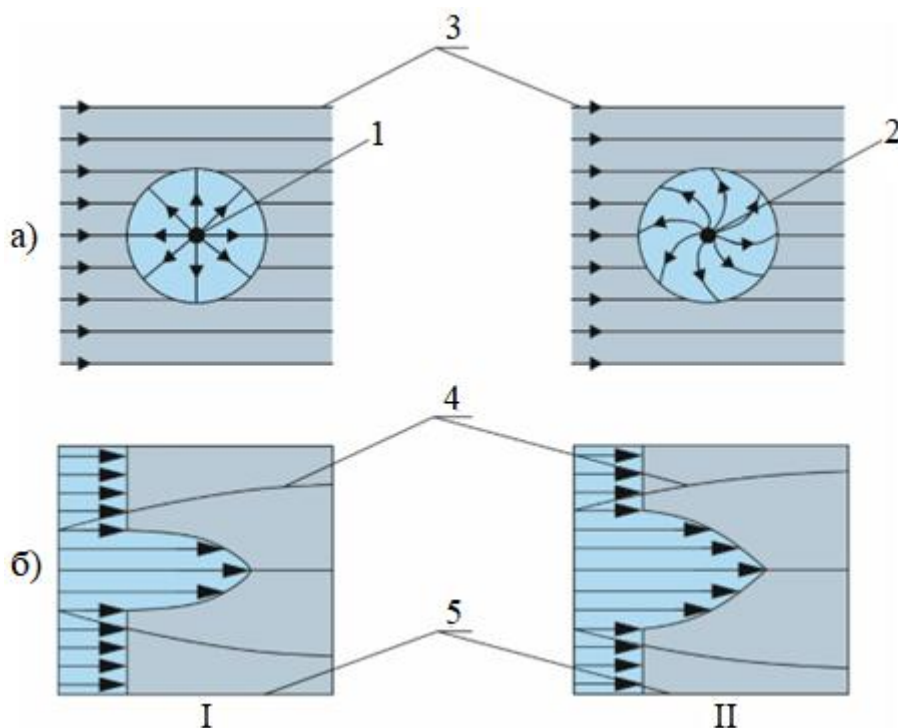
Обертання ежекційної системи змінює профіль швидкостей потоків в камері змішування струминного насоса. Внаслідок дії відцентрових сил в процесі обертання відбувається зміщення границі поділу зовнішнього інжектowanego та внутрішнього робочого потоків в напрямку від осі симетрії струминного насоса і зростає швидкість руху рідини в периферичних, розміщених біля стінок камери змішування ділянках. Профіль швидкостей стає більш рівномірним, внаслідок чого зростає витрата і тиск змішаного потоку.

Відповідно до запропонованого автором механізму впливу обертання ежекційної системи на характеристику струминного насоса будемо вважати, що вирівнювання профіля швидкостей рівнозначне передачі кінетичної енергії циркуляційним потоком зовнішній інжектowanej течії. Тоді порівняльний аналіз профілів швидкостей в камері змішування для випадку обертання і для нерухомої ежекційної системи дозволяє визначити вплив циркуляційної течії на характеристику струминного насоса.

Найбільш поширена гідравлічна модель робочого процесу струминного насоса [17] враховує нерівномірність розподілу швидкостей в камері змішування за допомогою коефіцієнта швидкості j . Даний коефіцієнт може бути визначений,

як співвідношення середньої і максимальної швидкості руху потоку. Дослідження впливу частоти обертання ежекційної системи на її характеристику, таким чином, зводиться до визначення впливу даного параметра на зміну величини коефіцієнта швидкості руху потоків в камері змішування струминного насоса.

Враховуючи запропонований автором механізм впливу обертання ежекційної системи на характеристику струминного насоса сформулюємо задачу досліджень.



1 – вихор; 2 – вихорівихор; 3 – однорідний потік; 4 – границі розмежування потоків; 5 – стінка камери змішування

Рисунок 2.1 – Постановка задачі дослідження

- а) обтікання вихору (I) та вихорівихору (II) однорідним потоком;
б) профілі швидкостей радіально-однорідного (I) та радіально-циркуляційно-однорідного (II) змішаного потоку

Джерело потоку у вигляді точкового вихору обтікається однорідною течією [48]. У випадку нерухокої ежекційної системи робочий потік має вигляд радіальної (позиція 1 на рисунку 2.1, I) течії. Для умов обертання струминного насоса робочий потік утворений радіально-циркуляційною (позиція 2 на рисунку 2.1, II) течією. Однорідна течія 3 моделює інжектований (зовнішній) потік.

Границя поділу інжектowanego та робочого потоків 4 (рисунок 2.1 б), яка відокремлює однорідний потік від радіальної (рисунок 2.1 б I) або радіально-циркуляційної (рисунок 2.1 б II) течії, внаслідок дії сил інерції при обертанні робочого потоку зміщується в напрямку стінок камери змішування. При цьому зростає площа епюри швидкостей, середня швидкість змішаного потоку та величина коефіцієнта нерівномірності. Задача досліджень, таким чином, може бути зведена до пошуку границь розмежування інжектowanego та робочого потоків та інтегрування профіля швидкостей.

В процесі визначення радіуса розмежування потоків r_i , коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей j та відносного напору h струминного насоса необхідно врахувати частоту обертання ежекційної системи n , величину коефіцієнта інжекції i , геометричний параметр K_{cn} , радіус камери змішування r_k та відстань між робочою насадкою та камерою змішування l_p

$$r_i, j, h = f(n, r_k, i, l_p, K_{cn}) \quad (2.1)$$

Вихідні рівняння, які моделюють робочий процес ежекційної системи за наявності обертання струминного насоса мають вигляд

$$w(z) = j(x, y) + iY(x, y); \quad (2.2)$$

$$\frac{\nabla^2 j}{\nabla x^2} + \frac{\nabla^2 j}{\nabla y^2} = 0; \quad (2.3)$$

$$\frac{\nabla^2 Y}{\nabla x^2} + \frac{\nabla^2 Y}{\nabla y^2} = 0; \quad (2.4)$$

$$w(z) = w_1(z) + w_2(z) + \dots + w_n(z), \quad (2.5)$$

де $w(z)$ – комплексний потенціал;

$j(x, y)$ – потенціал швидкостей в точці рідини з координатами x, y ;

$Y(x, y)$ – функція течії в точці рідини з координатами x, y .

Рівняння (2.2) показує [181], що кожний визначений вибір аналітичної функції $w(z)$ характеризує певну систему ліній течій $Y = const$ та ізопотенціальних ліній $j = const$ і, таким чином, встановлює індивідуальну кінематичну картину поля швидкостей плоскої течії

$$u = \frac{\partial f}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad (2.6)$$

$$v = \frac{\partial f}{\partial y} = - \frac{\partial \psi}{\partial x}, \quad (2.7)$$

де u, v – компоненти швидкості.

Потенціал швидкостей ψ та функція течії ψ відповідають рівнянням Лапласа [181] (співвідношення (2.3), (2.4)). Функції ψ, ψ повністю визначають кінематику безвихрового потоку. Самих рівнянь Лапласа, однак, недостатньо для визначення функцій ψ, ψ , які відповідають кожному конкретному випадку, оскільки дані диференціальні рівняння мають безліч розв'язків, тому необхідно сформулювати додаткові умови, що дозволили б визначити комплексний потенціал у кожному конкретному випадку. Перша гранична умова накладає додаткові обмеження на функцію ψ : нормальна складова швидкості рідини на поверхні контура V_n повинна дорівнювати нулю, оскільки рідина не може проникнути в середину контуру і не може відірватись від його поверхні (обтікання безвідривне)

$$V_n = \frac{\partial \psi}{\partial n} = 0 \quad (2.8)$$

Приведене співвідношення є умовою ковзання для ідеальної рідини.

Друга умова стосується іншої границі потоку: на значній відстані (тобто умовно на безмежності) від контуру області, яка розглядається, де збурення на потік відсутні, течія повинна мати задану швидкість $V = V_\infty$. Обидві приведені умови стосуються значень функцій ψ, ψ на границях контуру рідини і тому визначають граничні умови даної задачі. Таким чином, в процесі розв'язку рівняння Лапласа для даної конкретної задачі необхідно зі всього масиву функцій ψ, ψ вибрати значення, які задовільняли б згаданим граничним умовам. В загальному випадку, тобто для контурів областей будь-якої форми, ця задача на сьогоднішній день не має точного розв'язку. Проте, окремі часткові розв'язки цих рівнянь для елементарних потоків відомі [181]. Цих небагатьох розв'язків достатньо для отримання значної кількості розв'язків для більш складних потоків. Враховуючи, що рівняння (2.3), (2.4) є лінійними, вони мають таку саму

властивість, що і сума будь-якої кількості часткових розв'язків, тобто сума окремих розв'язків теж є розв'язком рівняння Лапласа. При додаванні потенціалів швидкостей та функцій течій відповідні швидкісні поля додаються за загальним правилом складання векторних полів. Рівняння (2.5) визначає принцип суперпозиції або метод накладання потоків.

Рівняння (2.6), (2.7) є диференціальними рівняннями Коші-Рімана, яким задовільняють дійсна та уявна частина будь-якої регулярної функції комплексної змінної $w(z)$, де $z = x + iy$ і, навпаки, якщо функції $j(x, y)$ та $y(x, y)$ задовільняють диференціальним рівнянням (2.6), (2.7) ці функції можна розглянути відповідно як дійсну та уявну частини певної регулярної функції комплексної змінної. Ця обставина дозволяє використовувати комплексну змінну в теорії плоского потенціального потоку нестисливої рідини. Введення комплексної змінної суттєво спрощує дослідження плоского потенціального потоку і дозволяє залучити до вирішення питань гідродинаміки достатньо розроблений математичний апарат теорії функції комплексної змінної.

В процесі моделювання робочого процесу ежекційної системи за умови кругової циркуляції змішуваних потоків вважаємо, що обертання частинок рідини навколо власної осі відсутнє

$$\begin{aligned} \operatorname{rot} \vec{V} &= 0; \\ \text{або } w_x = w_y = w_z &= 0, \end{aligned} \tag{2.9}$$

де V – лінійна векторна швидкість руху частинки рідини за замкненою траєкторією;

w – компоненти кутової швидкості руху частинки рідини.

При цьому допускається усталений рух рідини за концентричними траєкторіями навколо прямолінійної осі. Обертання елементарних частинок рідини відсутнє практично у всьому об'ємі потоку за винятком невеликих за розміром областей. Зокрема це області, які безпосередньо прилягають до твердих поверхонь, тобто приграничний шар рідини. Прийняте припущення, таким чином, не враховує зменшення швидкості руху рідини до нуля біля стінки камери змішування. Відсутність обертання елементарних об'ємів в потоці або безвихрова течія означає,

що рідина знаходиться у потенціальному силовому полі, тобто діючі на рідину зовнішні сили F мають потенціал U

$$F = \text{grad}U \quad (2.10)$$

Існування потенціала швидкостей, власне, і визначає характер плоского швидкісного поля

$$u = \frac{\nabla j}{\nabla x}; \quad V = \frac{\nabla j}{\nabla y}; \quad (2.11)$$

або $\bar{V} = q \text{grad} j$

Умова потенціальності дозволяє суттєво спростити розрахункові залежності, оскільки замість векторної функції $\bar{V}$ достатньо знайти скалярну функцію j .

Область використання запропонованої математичної моделі визначається застосуванням при моделюванні робочого процесу струминного насоса методу накладання змішуваних потоків. Процес змішування рідин відбувається за наявності, як робочого, так і інжектowanego потоку. Робочий режим свердловинної ежекційної системи, однак, не виключає можливості експлуатації струминного насоса у випадку нульової витрати інжектowanego потоку $Q_i = 0$, яка відповідає максимальній величині відносного напору $h = h_{\max}$. Враховуючи відносні показники область використання запропонованої моделі може бути визначена умовою існування позитивних значень коефіцієнта інжекції $i = Q_i / Q_p > 0$. Визначена область застосування запропонованої моделі, однак, не звужує границь її використання, оскільки величина коефіцієнта інжекції може бути прийнята нескінченно малою.

Розглянуті особливості постановки задачі дослідження робочого процесу свердловинної ежекційної системи зведені в таблицю 2.1.

Визначимо клас гідродинамічних задач, до якого може бути віднесена задача пошуку комплексного потенціалу сумарних потоків в камері змішування струминного насоса при його обертанні в свердловині. Залежно від прийнятих граничних умов розрізняють два типи задач гідродинаміки:

1. Задача Неймана, яка передбачає визначення в даній заданій області D функції (яка задовільняла б рівнянню Лапласа) за відомим значенням нормальної похідної цієї функції на контурі області D .

2. Задача Діріхле, яка полягає у визначенні в заданій області D функції (яка задовільняла б рівнянню Лапласа) за відомим значенням цієї функції на контурі області D .

Таблиця 2.1 – Основні складові елементи формулювання постановки задачі дослідження

Мета моделювання	Встановлення відповідності між величинами $r_i, j, h = f(n, r_k, i, l_p, K_{ch})$
Вихідні рівняння	$w(z) = j(x, y) + iy(x, y);$ $\frac{\partial^2 j}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 j}{\partial y^2} = 0;$ $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 y}{\partial y^2} = 0;$ $w(z) = w_1(z) + w_2(z) + \dots + w_n(z)$
Методи розв'язку задачі	Теорія функцій комплексної змінної
Прийняті припущення	$rot \vec{V} = 0$
Область використання	$i > 0$

В нашому випадку внутрішня область робочого потоку обмежена контуром розмежування (у вигляді лінії течії) однорідної (позиція 3 на рисунку 2.1) та радіально-циркуляційної (позиції 1, 2 на рисунку 2.1) течії. Контур перерізу будь-якого тіла є лінією течії, оскільки в ідеальній рідині умова, що визначає будь-яку лінію течії $\frac{\partial \psi}{\partial n} = 0$ співпадає з умовою на твердій стінці, і навпаки, кожна лінію течії можна розглядати, як контур перерізу твердого тіла. Лінію течії, яка характеризує тверду поверхню прийнято вважати нульовою лінією течії $y = 0$. Вибір значення функції $y = 0$ на контурі області не суперечить фізичному змісту процесу, оскільки комплексний потенціал визначається до аддитивної постійної вигляду $c = c_1 + ic_2$, а постійні c_1, c_2 можуть бути прийняті такими, щоб виконувалась умова $y = 0$.

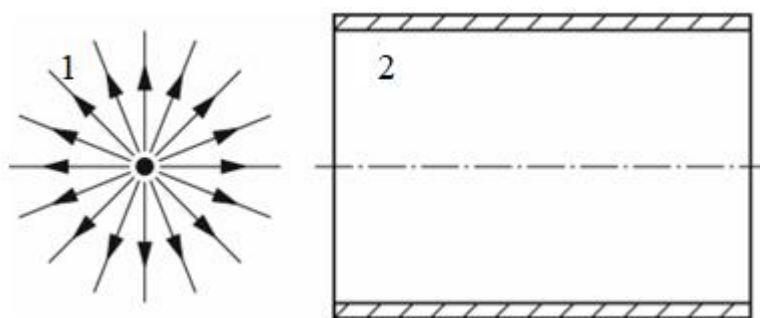
Таким чином, розв'язок рівняння Лапласа передбачає використання граничної умови у вигляді відомого значення функції течії на контурі області. Враховуючи, що функції u та v є спряженими функціями поставлена гідродинамічна задача може бути класифікована, як окремий різновид граничної задачі Діріхле [8].

Після встановлення закономірностей зміни параметрів робочого процесу свердловинної ежекційної системи необхідно провести детальний аналіз отриманих при моделюванні аналітичних залежностей.

2.2 Моделювання радіального потоку

2.2.1 Визначення радіальної функції із симетричним виток

Робочий потік моделюємо у вигляді точкового витoku [34], [195] розміщеного на одній осі з камерою змішування струминного насоса (рисунок 2.2).



1 – джерело робочого потоку; 2 – камера змішування

Рисунок 2.2 – Моделювання робочого потоку

Мета моделювання – визначення гідродинамічних параметрів робочого потоку у входному перерізі камери змішування. В процесі моделювання робимо припущення про потенціальний (безвихровий) рух робочого потоку, а для його опису застосовуємо математичний апарат теорії функцій комплексної змінної.

Точкове джерело розглядаємо як функцію витoku приведену до комплексного вигляду. Виток є джерелом робочого потоку, рідина з якого радіально витікає симетрично по всім напрямкам. Лінії течії по радіусах спрямовані від центру витoku.

Комплексний потенціал безвихрового руху рідини визначається за формулою

$$w(z) = j + i\psi, \quad (2.12)$$

де z – комплексна змінна;

j – потенціал швидкостей;

i – уявна одиниця;

u – функція течії.

Визначимо вигляд функції потенціалу швидкостей j , тобто функції, часткові похідні якої по осях прийнятої системи координат визначають відповідні компоненти швидкості. Застосування потенціалу швидкостей дозволяє суттєво спростити розрахунок комплексної швидкості та замість двох невідомих величин двовимірного потоку звести задачу пошуку швидкостей до визначення однієї невідомої функції. Потенціальна функція характеризує кінематику безвихрового потоку та визначає положення еквіпотенціальних поверхонь в об'ємі проточної частини струминного насоса.

Для плоского (двовимірного) потоку розподіл швидкостей та тисків і конфігурація ліній течії та еквіпотенціальних ліній є однаковою для всіх площин паралельних заданій. Радіальна швидкість витoku $V_r = V$ зменшується при віддаленні від центру обернено пропорційно першій степені відстані до нього

$$V = \frac{Q}{2\pi r}, \quad (2.13)$$

де Q – витрата рідини через бокову поверхню кругового циліндра радіусом r з центром в точці витoku і висотою, що дорівнює одиниці.

Радіальна швидкість спрямована по радіусах вздовж ліній течії. В полярній системі координат, для якої записана остання формула, компоненти швидкості V вздовж радіус – вектора V_r і перпендикулярно до радіус-вектора V_s визначаються через потенціал швидкостей у вигляді похідних по відповідним напрямкам

$$V_r = \frac{\partial j}{\partial r}; V_s = \frac{\partial j}{\partial s} \quad (2.14)$$

Для даного випадку швидкість в напрямку перпендикулярному радіус-вектору дорівнює $V_s = 0$, а результуюча швидкість V співпадає з радіальною V_r .

Тоді потенціал j не залежить від дуги S і від полярного кута, що визначає напрям руху рідини. Тому в виразі для радіальної швидкості V_r можна замість часткових похідних використовувати звичайні

$$dj = \frac{Q}{2pr} dr \quad (2.15)$$

Після інтегрування рівняння (2.15) отримаємо логарифмічний потенціал

$$j = \frac{Q}{2p} \ln r \quad (2.16)$$

Поверхні рівного потенціалу для даної функції визначаються рівністю $\ln r = \text{const}$, або еквівалентною рівністю $r = \text{const}$. Рівняння (2.16) визначає сукупність концентричних кіл, вісь яких співпадає з віссю витоку.

Встановимо вигляд функції течії рівняння (2.12). Визначимо компоненти вектора швидкості в декартовій системі координат. Враховуючи, що радіус-вектор r (рисунок 2.3) у формулі (2.13) дорівнює $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ запишемо

$$V^2 = \frac{Q^2}{4p^2 r^2} = \frac{Q^2}{4p^2} \times \frac{1}{x^2 + y^2} = \frac{Q^2}{4p^2} \left(\frac{x^2}{(x^2 + y^2)^2} + \frac{y^2}{(x^2 + y^2)^2} \right) = V_x^2 + V_y^2, \quad (2.17)$$

де V_x, V_y – проекції швидкості руху рідини на осі x, y .

Запишемо рівняння лінії течії плоскорадіального потоку. Оскільки плоский рух є двовимірним значення проекцій швидкостей в декартовій системі координат можна визначити за формулами

$$V_x = \frac{dx}{dt}; \quad V_y = \frac{dy}{dt}, \quad (2.18)$$

де dt – елементарний проміжок часу.

Після виключення часу dt отримаємо рівняння лінії течії в диференціальній формі

$$\frac{dx}{V_x} = \frac{dy}{V_y} \quad (2.19)$$

Шляхом підстановки в рівняння (2.8) значень компонентів швидкості V_x, V_y з рівняння (2.17)

$$V_x = \frac{Q}{2p} \frac{x}{x^2 + y^2}; \quad V_y = \frac{Q}{2p} \frac{y}{x^2 + y^2}$$

отримаємо

$$\frac{dx}{x} = \frac{dy}{y} \quad (2.20)$$

Інтегрування останнього рівняння дає формулу

$$\ln y = \ln x + \ln c, \quad (2.21)$$

де c – постійна величина.

Після перетворення суми логарифмів в логарифм добутку і потенціювання отримаємо рівняння лінії течії плоскорадіального потоку

$$y = cx \quad (2.22)$$

Відповідно до рівняння (2.22) лінії течії цієї функції є променями, що виходять з початку координат (рисунок 2.3).

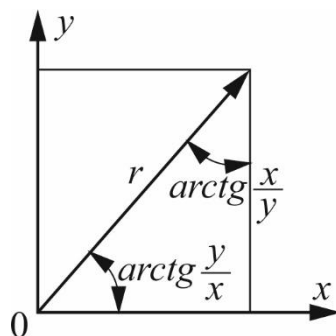


Рисунок 2.3 – Визначення швидкостей робочого потоку

Визначимо вигляд рівняння функції течії y плоскорадіального потоку. Функцію течії плоского потоку можна розглядати як один з загальних розв'язків рівняння неперервності потоку. Функція течії зберігає постійне значення вздовж лінії течії і характеризує їх сукупність. Різниця значень функції y визначає витрату рідини через переріз обмежений сусідніми лініями течії.

Запишемо рівняння лінії течії (формула 2.19) у вигляді

$$V_x dy - V_y dx = 0 \quad (2.23)$$

Рівняння неперервності потоку для двовимірної течії має вигляд

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0; \quad (2.24)$$

$$\text{або } \frac{\partial V_x}{\partial x} = \frac{\partial (-V_y)}{\partial y} \quad (2.25)$$

Остання формула визначає рівність перехресних похідних рівняння (2.23). Враховуючи рівність перехресних похідних диференціальне рівняння (2.23) є рівнянням у повних диференціалах [68]

$$dy(x, y) = V_x dy - V_y dx \quad (2.26)$$

Тоді, як відомо з курсу математичного аналізу функцію $U(x, y)$ можна подати [14] у вигляді криволінійного інтеграла (який не залежить від шляху інтегрування)

$$U = \int_{y_0}^y \frac{\partial V_x}{\partial y}(x_0, y) dy - \int_{x_0}^x \frac{\partial V_y}{\partial x}(x, y_0) dx + c, \quad (2.27)$$

де x_0, y_0 – координати початкової (фіксованої) точки;

x, y – координати довільної точки;

c – довільна стала.

Враховуючи формулу (2.27) після підстановки значень компонентів V_x, V_y з рівняння (2.17) отримаємо

$$\begin{aligned} U &= \int_{y_0}^y \frac{Q}{2p} \frac{x_0}{x_0^2 + y^2} dy - \int_{x_0}^x \frac{Q}{2p} \frac{y}{x^2 + y_0^2} dx = \frac{Q}{2p} \left[\arctg \frac{y}{x_0} - \arctg \frac{y_0}{x_0} - \arctg \frac{x}{y} + \arctg \frac{x_0}{y} \right] \\ &= \frac{Q}{2p} \left[\arctg \frac{y}{x_0} - \arctg \frac{y_0}{x_0} - \arctg \frac{x}{y} + \arctg \frac{x_0}{y} \right] \end{aligned} \quad (2.28)$$

Початкова точка з координатами x_0, y_0 може займати будь-яке положення на радіус-векторі (рисунок 2.3) і не впливає на його кутову координату. Аналіз зміни тригонометричних функцій, що складають рівняння (2.17) дозволяє спростити формулу для визначення функції течії. Враховуючи рисунок 2.3 отримаємо

$$\begin{aligned} \arctg \frac{y}{x_0} + \arctg \frac{x_0}{y} &= \frac{\rho}{2}; \\ \arctg \frac{y}{x} + \arctg \frac{x}{y} &= \frac{\rho}{2} \end{aligned}$$

Після підстановки у вираз для U замість суми першої і останньої складової

$\frac{\rho}{2}$ і замість третьої – $\frac{\rho}{2} \arctg \frac{y}{x}$ отримаємо

$$U = \frac{Q}{2p} \left[\arctg \frac{y}{x} - \arctg \frac{y_0}{x_0} \right] \quad (2.29)$$

Враховуючи, що початкова точка може займати будь-яке положення на радіус-векторі r (рисунок 2.3) прийmemo $y_0 = 0$. Тоді для функції течії отримаємо рівняння

$$U = \frac{Q}{2p} \arctg \frac{y}{x} = \frac{Q}{2p} q, \quad (2.30)$$

де q – полярний кут, який визначає положення полярної координати r .

Прирівняємо функцію течії довільній сталій

$$\operatorname{arctg} \frac{y}{x} = \operatorname{const}, \quad (2.31)$$

звідки випливає

$$\frac{y}{x} = \operatorname{const}$$

Отриманий вираз є рівнянням лінії течії і дублює формулу (2.22).

Використовуючи рівняння потенціальної функції (формула (2.16)) і функції витоку (формула (2.30)) отримаємо рівняння комплексного потенціалу плоскорадіального потоку. Після підстановки формул (2.16), (2.30) в рівняння (2.12) запишемо

$$W(z) = f + iy = \frac{Q}{2p} \ln r + i \frac{Q}{2p} q = a \ln r + iaq, \quad (2.32)$$

де $a = \frac{Q}{2p}$ – дійсне число.

Використовуючи поняття натурального логарифму запишемо

$$iaq = a \ln e^{iq} \quad (2.33)$$

Після здійснення підстановки (2.33) в рівняння (2.32) та заміни суми логарифмів логарифмом добутку отримаємо

$$W(z) = a \ln r + a \ln e^{iq} = a \ln re^{iq} \quad (2.34)$$

Відповідно до формули Ейлера число, яке знаходиться під знаком логарифма є показовою формою комплексного числа z

$$re^{iq} = r(\cos q + i \sin q) = z \quad (2.35)$$

Враховуючи формули (2.34), (2.35) отримаємо рівняння комплексного потенціалу плоскорадіального потоку

$$W(z) = a \ln z \quad (2.36)$$

Комплексний потенціал $W(z)$ є характеристичною функцією течії і визначає плоскорадіальний рух рідини. Введення характеристичної функції плоского потоку значно спрощує його дослідження, оскільки замість двох функцій u та v , кожна з яких залежить від двох незалежних змінних r, q використовуємо одну функцію W

, яка залежить від однієї незалежної комплексної змінної z . Дійсна частина комплексного потенціалу $W(z)$ визначає положення еквіпотенціальних ліній, а уявна частина – ліній течії. Сукупність взаємоперпендикулярних ліній течії та ліній рівних потенціалів утворює гідродинамічну сітку робочого потоку (рисунок 2.4), яка визначає кінематичну картину руху.¹

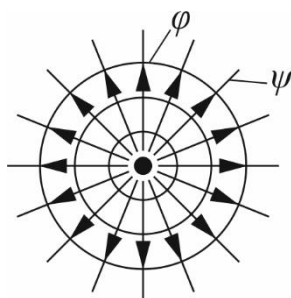


Рисунок 2.4 – Гідродинамічна сітка робочого потоку: ψ – еквіпотенціальні лінії; ϕ – лінії течії.

В гідродинамічній сітці функції ψ та ϕ є взаємними та спряженими. Вектор швидкості руху рідини дотичний до лінії течії та ортогональний еквіпотенціальним лініям. Швидкість руху рідини залишається незмінною вздовж еквіпотенціальних ліній та змінюється при переході від однієї лінії до іншої. Аналогічно витрата рідини є постійною вздовж ліній течії і змінюється при переході до сусідньої лінії.

Використовуючи рівняння кінематики плоскорадіального потоку визначимо вигляд формули комплексного потенціалу для просторової функції витоку.

У випадку просторового витоку радіальна швидкість руху потоку визначається як об'єм рідини, що проходить за одиницю часу через поверхню сфери площею $4\pi R^2$

$$V_R = \frac{Q}{4\pi R^2}, \quad (2.37)$$

де R – відстань від точки в потоці до центру витоку.

Відповідно до формули (2.37) радіальна швидкість руху рідини для просторового витоку змінюється обернено пропорційно квадрату відстані до центру.

Враховуючи, що компоненти швидкості по напрямкам перпендикулярним до радіус-вектору R дорівнюють нулю, то дорівнюють нулю і похідні від потенціала

швидкості по цих напрямках. Потенціал швидкості залежить тільки від радіус-вектору R

$$dj = \frac{Q}{4\pi R^2} dR \quad (2.38)$$

Після інтегрування знаходимо

$$j = - \frac{Q}{4\pi R} \quad (2.39)$$

Поверхні рівного потенціалу визначаються рівністю $\frac{Q}{4\pi R} = \text{const}$, яка еквівалентна рівності $R = \text{const}$. Це сукупність концентричних сфер з початком координат в центрі витоку.

Після здійснення підстановки $R = \sqrt{z^2 + r^2}$ отримаємо рівняння потенціалу швидкостей просторового витоку в циліндричних координатах

$$j = - \frac{Q}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} \quad (2.40)$$

Якщо потенціал швидкості може існувати і в загальному випадку тривимірного безвихрового руху, то функція течії, внаслідок складності узгодження просторових координат може існувати виключно для осесиметричних потоків.

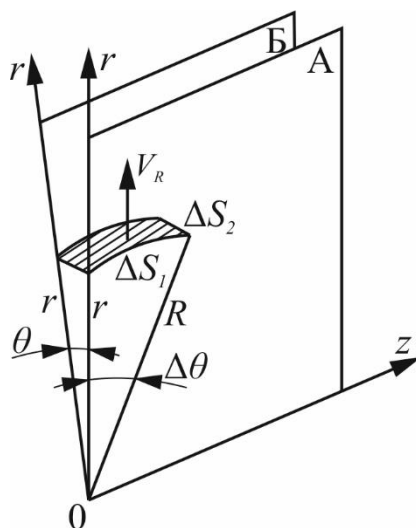


Рисунок 2.5 – Визначення функції течії просторового витоку

Функція течії в цьому випадку є однаковою для всіх меридіальних площин, які проходять через спільну для них вісь симетрії. Положення точки в меридіальних площинах в циліндричній системі координат характеризується координатами z, r

(рисунок 2.5), а орієнтація меридіальних площин (наприклад площин А і Б) визначається кутом q . Введемо в площині z, r циліндричної системи координат полярні координати r, q : вісь полярної системи спрямуємо вздовж осі z , а полюс полярної системи сумістимо з початком координат циліндричної системи (рисунок 2.5). Візьмемо на площині z, r елемент дуги DS_1 , утворений поворотом кінця радіус-вектора R на кут Dq .

Довжина дуги DS_1 дорівнює радіусу R помноженому на радіанну міру кута Dq . При повороті цієї дуги навколо осі z на кут q , який дорівнює одному радіану, отримаємо елементарну площину $RDqr$ (як добуток $DS_1 \cdot DS_2$). Витрата рідини через цю площину становить

$$Dy = V_R R r Dq \quad (2.41)$$

Тоді після переходу до границі при $Dq \rightarrow 0$ отримаємо

$$V_R = \frac{1}{rR} \frac{dy}{dq} \quad (2.42)$$

Для просторового витоку рух рідини в напрямку перпендикулярному площині rOz відсутній $V_q = 0$. Тоді функція y не залежить від радіуса R і в формулі (2.42) замість часткової похідної використовуємо звичайну

$$V_R = \frac{1}{rR} \frac{dy}{dq} \quad (2.43)$$

Співставимо значення радіальної швидкості, визначену через функцію течії (рівняння (2.43)), з формулою (2.37)

$$\frac{1}{zR} \frac{dy}{dq} = \frac{Q}{4pR^2} \quad (2.44)$$

Відповідно до рисунка 2.5 виконується співвідношення $r = R \sin q$ (оскільки значення кута Dq прийняте довільним вважаємо, що $Dq = dq$). Тоді рівняння (2.44) можна записати у вигляді

$$dy = \frac{Q}{4p} \sin q dq \quad (2.45)$$

Після інтегрування запишемо

$$y = - \frac{Q}{2p} \cos q \quad (2.46)$$

Здійснюючи підстановку $\cos q = z / \sqrt{z^2 + r^2}$ остаточно отримаємо

$$y = -\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} \quad (2.47)$$

Визначимо вигляд екіпотенціальних поверхонь та поверхонь течії в циліндричній системі координат. Після розв'язку рівняння (2.40) відносно r і підстановки значень координати $z = 0$ отримаємо (рисунок 2.6)

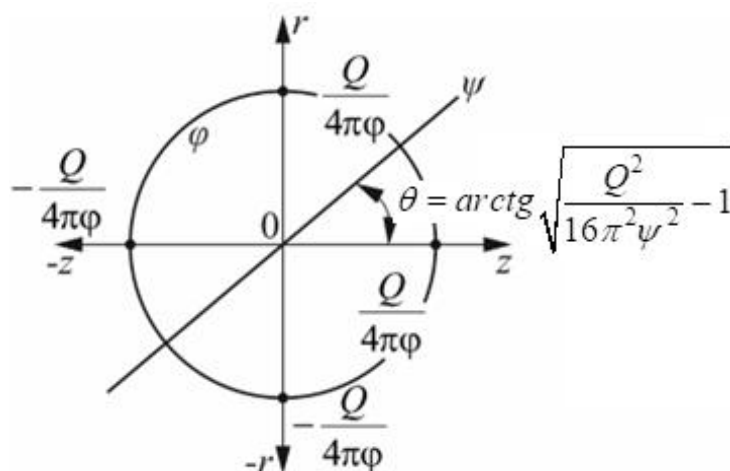


Рисунок 2.6 – Визначення форми екіпотенціальних поверхонь f та поверхонь течії y робочого потоку

$$r_{\max} = \pm \frac{Q}{4\rho j}, \quad (2.48)$$

де j – постійна для фіксованої швидкості руху рідини величина.

Аналогічно визначаєм координати точок на осі z .

Після підстановки в рівняння (2.40) значення координати $r = 0$ отримаємо

$$z_{\max} = \pm \frac{Q}{4\rho j} \quad (2.49)$$

Враховуючи рівність величини $z_{\max} = r_{\max}$ (відповідно до формул (2.48), (2.49) зображення потенціальної функції має вигляд кола, на поверхні якого функція j зберігає постійні значення. Сукупність значень j буде мати зображення у вигляді концентричних кіл з центром в початку координат.

Рівняння функції течії (формула 2.47) запишемо у вигляді

$$r = z \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 y^2} - 1} \quad (2.50)$$

Ірраціональна функція в рівнянні (2.50) є кутовим коефіцієнтом прямої, яка проходить через центр координат (рисунок 2.6)

$$\frac{r}{z} = \operatorname{tg} \varphi = \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 y^2} - 1} \quad (2.51)$$

Змінюючи значення функції y отримаємо сукупність прямих, які проходять через центр координат.

Еквіпотенціальні поверхні та поверхні течії функцій витоку, таким чином, утворюють просторову гідродинамічну сітку у вигляді ортогонально розміщених коаксіальних сфер та радіальних меридіональних площин.

Враховуючи рівняння (2.40), (2.47) запишемо формулу, характеристичної функції робочого потоку

$$W(z) = a \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + i \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} \quad (2.52)$$

де $a = -\frac{Q}{4\rho}$.

2.2.2 Дослідження кінематики радіального потоку

Визначимо закономірності кінематики робочого потоку на основі аналізу отриманої в процесі моделювання функції витоку [38]. Для аналізу гідродинамічних параметрів робочого потоку застосовуємо положення теорії функції комплексної змінної.

Потенціал швидкостей та функція течії нестисливої рідини є відповідно дійсною та уявною частинами аналітичної функції комплексної змінної $W(z)$. І навпаки кожна аналітична функція комплексної змінної $W(z)$ характеризує певний плоский рух нестисливої рідини, який відбувається в симетричних площинах. Кожний визначений вигляд аналітичної функції $W(z)$ дає певну систему ліній течії $y = \operatorname{const}$ та еквіпотенціальних ліній $j = \operatorname{const}$ і, таким чином, встановлює певну кінематичну картину поля швидкостей. На цьому засновано застосування комплексної змінної до теорії плоского потенціального потоку нестисливої рідини. Враховуючи, що комплексний потенціал є аналітичною функцією комплексного

числа z похідна від $W(z)$ не залежить від напрямку диференціювання і повністю визначається положенням точки в площині, яке задане координатою z . Зокрема для декартової системи координат запишемо

$$\frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial(iy)}; \quad (2.53)$$

$$\text{або} \quad \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial f}{\partial x} + i \frac{\partial y}{\partial x}; \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial(iy)} = -i \frac{\partial w}{\partial y} = -i \frac{\partial f}{\partial y} + \frac{\partial y}{\partial y} \quad (2.55)$$

Враховуючи умови Коши – Рімана запишемо рівняння для визначення компонентів швидкості у вигляді

$$V_x = \frac{\partial f}{\partial x} = \frac{\partial y}{\partial y}; \quad V_y = \frac{\partial f}{\partial y} = - \frac{\partial y}{\partial x} \quad (2.56)$$

Тоді похідна від комплексного потенціалу може бути записана як вектор спряжений з вектором швидкості

$$\left| \frac{\partial w}{\partial z} \right| = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = V \quad (2.57)$$

Для циліндричної системи координат модуль похідної характеристичної функції робочого потоку визначається рівнянням

$$\left| \frac{\partial w}{\partial z} \right| = \sqrt{V_z^2 + V_r^2} = V, \quad (2.58)$$

де V_z , V_r – відповідно осьова та радіальна компонента швидкості.

Компоненти швидкості в циліндричній системі координат враховуючи умови Коши – Рімана розраховуємо за формулами

$$V_z = \frac{\partial f}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r}; \quad (2.59)$$

$$V_r = - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial z} = \frac{\partial f}{\partial r} \quad (2.60)$$

Перевіримо отримане рівняння характеристичної функції робочого потоку (формула (2.52)) на відповідність умовам Коши – Рімана.

Горизонтальну складову швидкості потоку рідини визначаємо шляхом диференціювання функції потенціалу швидкостей в напрямку z (рівняння (2.59))

$$\begin{aligned}
 V_z &= \frac{\partial y}{\partial z} = - \frac{\partial}{\partial z} \frac{Q}{4p} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} = - \frac{Q}{4p} \frac{\partial}{\partial z} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} = - \frac{Q}{4p} \frac{\partial}{\partial z} (z^2 + r^2)^{-0,5} \frac{\partial}{\partial z} (z^2) = \\
 &= - \frac{Q}{4p} \frac{\partial}{\partial z} \frac{1}{2} (z^2 + r^2)^{-1,5} \times 2z = \frac{Qz}{4p(z^2 + r^2)^{1,5}}
 \end{aligned} \quad (2.61)$$

Крім того, горизонтальна складова швидкості потоку рідини може бути визначена шляхом диференціювання функції течії в напрямку r (рівняння (2.59))

$$\begin{aligned}
 V_z &= \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \frac{Q}{4p} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} = - \frac{Q}{4pr} \frac{\partial}{\partial r} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} = \\
 &= - \frac{Q}{4pr} \frac{\frac{\partial}{\partial r} (z) \sqrt{z^2 + r^2} - z \frac{\partial}{\partial r} \sqrt{z^2 + r^2}}{z^2 + r^2} = \frac{Q}{4pr} \frac{z \frac{\partial}{\partial r} \sqrt{z^2 + r^2}}{z^2 + r^2} = \\
 &= \frac{Q}{4pr} \frac{z}{z^2 + r^2} \frac{r}{(z^2 + r^2)^{0,5}} = \frac{Qz}{4p(z^2 + r^2)^{1,5}}
 \end{aligned} \quad (2.62)$$

Радіальну швидкість потоку рідини визначаємо диференціюванням функції течії (рівняння 2.60) в радіальному напрямку

$$\begin{aligned}
 V_r &= - \frac{1}{r} \frac{\partial y}{\partial z} = - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \frac{Q}{4p} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} = \frac{Q}{4pr} \frac{\frac{\partial}{\partial z} (z) \sqrt{z^2 + r^2} - z \frac{\partial}{\partial z} \sqrt{z^2 + r^2}}{z^2 + r^2} = \\
 &= \frac{Q}{4pr} \frac{\sqrt{z^2 + r^2} - \frac{1}{2} z (z^2 + r^2)^{-0,5}}{z^2 + r^2} = \frac{Q}{4pr} \frac{\sqrt{z^2 + r^2} - z^2 (\sqrt{z^2 + r^2})^{-0,5}}{z^2 + r^2} = \\
 &= \frac{Q}{4pr} \frac{r}{(z^2 + r^2)^{1,5}}
 \end{aligned} \quad (2.63)$$

Послідовність диференціювання функції потенціалу швидкостей у радіальному напрямку має вигляд

$$\begin{aligned}
 V_r &= \frac{\partial y}{\partial r} = - \frac{Q}{4p} \frac{\partial}{\partial r} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} = - \frac{Q}{4p} \frac{\partial}{\partial r} (z^2 + r^2)^{-0,5} \frac{\partial}{\partial r} (r^2) = \\
 &= - \frac{Q}{4p} \frac{\partial}{\partial r} \frac{1}{2} (z^2 + r^2)^{-1,5} 2r = \frac{Q}{4p} \frac{r}{(z^2 + r^2)^{1,5}}
 \end{aligned} \quad (2.64)$$

Рівність компонентів швидкості V_z , V_r визначених відповідно за формулами (2.61), (2.62) та (2.63), (2.64) свідчить про виконання умов Коши – Рімана. Тоді модуль похідної характеристичної функції $W(z)$ визначає абсолютне значення вектора швидкості робочого потоку

$$V = \frac{|\nabla W|}{|\nabla z|} = \sqrt{V_z^2 + V_r^2} = \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{z^2 + r^2} \quad (2.65)$$

Швидкість робочого потоку в подальшому може бути використана для аналізу його динамічних характеристик.

Оскільки рівняння характеристики струминного насоса враховує одновимірну течію проаналізуємо горизонтальні складові осесиметричного поля швидкостей, яке генерується просторовим витоком. Горизонтальну складову швидкості потоку рідини визначаємо за рівняннями (2.61), (2.62). Максимальне значення горизонтальної складової швидкості потоку рідини має місце на осі камери змішування. У випадку $r = 0$ отримаємо

$$V_{z \max} = V_{z0} = \frac{Q}{4\rho z^2} \quad (2.66)$$

Параметр z у формулі (2.62) визначає [66] відстань між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса $z = l_p$

$$V_z = \frac{Q l_p}{4\rho (l_p^2 + r^2)^{1,5}} \quad (2.67)$$

Аналогічно для осьової швидкості отримаємо

$$V_z = V_{z0} = \frac{Q}{4\rho l_p^2} \quad (2.68)$$

Рівняння (2.61), (2.62), (2.66–2.68) визначають горизонтальне поле швидкості в камері змішування струминного насоса у випадку нульової витрати інжектowanego потоку. В цьому випадку швидкісне поле робочого потоку поширюється на весь об'єм камери змішування. Такий режим роботи ежекційної системи реалізується для нульового значення коефіцієнта інжекції та максимального напору струминного насоса.

Розглянемо характер зміни швидкостей в камері змішування струминного насоса у випадку нульової витрати інжектowanego потоку. Розподіл швидкостей у вхідному перерізі камери змішування визначаємо за формулою (2.62). При віддаленні від точки витоку (рисунок 2.7 а) горизонтальна швидкість робочого потоку зменшується і нерівномірність розподілу швидкостей знижується.

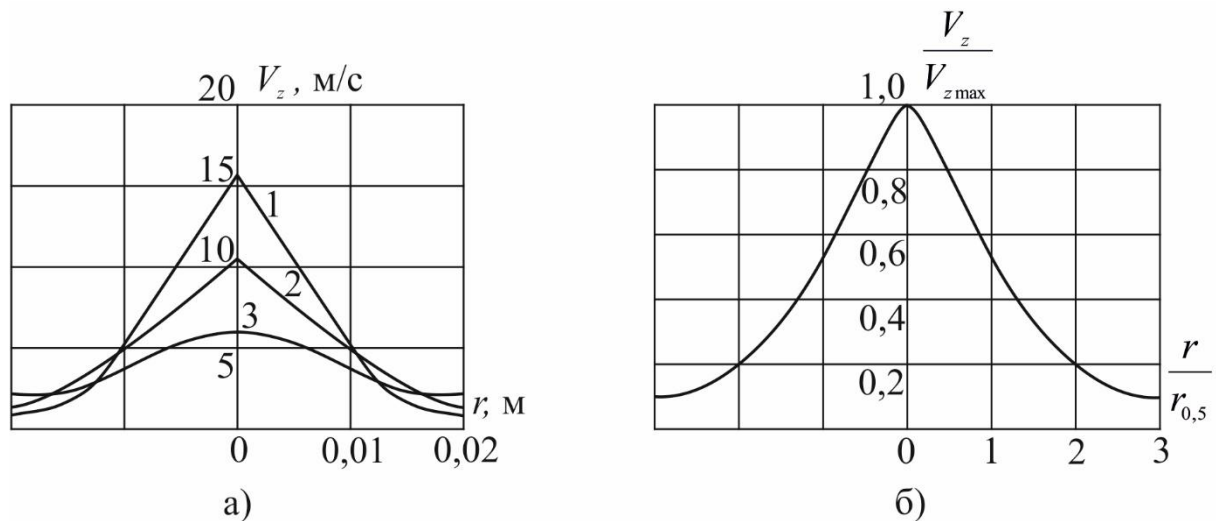


Рисунок 2.7 – Поле швидкостей робочого потоку: а) профілі швидкостей для різних відстаней до точки витоку l_p : 1 – 0,01 м; 2 – 0,012 м; 3 – 0,015 м;

б) безрозмірний профіль швидкостей

Визначимо безрозмірний розподіл швидкостей в камері змішування струминного насоса. Відносну швидкість потоку рідини представимо у вигляді співвідношення швидкостей, визначених за формулами (2.62), (2.66)

$$\bar{V}_z = \frac{V_z}{V_{z \max}} = \frac{1}{(1 + (r/z)^2)^{1,5}} \quad (2.69)$$

Відносна швидкість робочого потоку змінюється від $\bar{V}_z = 1$ у випадку $r = 0$ до $\bar{V}_z = 0$, коли $r = \infty$.

По осі ординат (рисунок 2.7 б) відкладена горизонтальна компонента швидкості V_z віднесена до осьової швидкості $V_{z \max}$, а по осі абсцис – відстань від початку координат r віднесена до точки $r_{0,5}$, швидкість в якій дорівнює половині максимальної. Вибір такої характерної відстані викликаний неможливістю визначення координати r , швидкість для якої зменшується до нуля. Для таких безрозмірних координат має місце співпадіння всіх кривих, отриманих для будь-яких значень z , тобто існує повна подібність безрозмірних профілів швидкостей робочого потоку.

Проаналізуємо нерівномірність розподілу швидкостей робочого потоку у вхідному перерізі камери змішування. Визначимо середню швидкість робочого потоку у вхідному перерізі камери змішування. Враховуючи особливості розподілу

ліній течії для даної функції рідина виходить з точкового витоку як в напрямку камери змішування, так і в протилежному. Зокрема, якщо точка витоку знаходиться у вхідному перерізі камери змішування до неї входить половина загальної витрати джерела робочого потоку. Визначимо частину загальної витрати витоку, яка обмежена стінками камери змішування.

Враховуючи фізичний зміст функції течії запишемо рівняння для визначення витрати робочого потоку

$$Q_p = 2p \int_{r_1}^{r_2} V_z r dr = 2p \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial y}{\partial r} dr = 2p [y(r_2, z) - y(r_1, z)] \quad (2.70)$$

У випадку $r_1=0$ рівняння для визначення витрати робочого потоку матиме вигляд

$$Q_p = 2p [y(r, z) - y(0, z)] \quad (2.71)$$

Враховуючи рівняння (2.47), (2.71) запишемо

$$Q_p = \frac{Q}{2} \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 + (r/z)^2}} \right] \quad (2.72)$$

Величина Q у формулі (2.72) визначає загальну витрату витоку, а Q_p – частину загальної витрати Q , обмежену поверхнями течії $y(r_2, z)$, $y(r_1, z)$ або стінками камери змішування.

Після здійснення підстановки $r = d_k/2$ (де d_k – діаметр камери змішування) отримаємо рівняння витрати робочого потоку

$$Q_p = \frac{Q}{2} \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}} \right] \quad (2.73)$$

Горизонтальну складову середньої швидкості визначаємо як співвідношення витрати робочого потоку та площі камери змішування S_k

$$V_{сер} = \frac{Q_p}{S_k} = \frac{2Q}{p d_k^2} \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}} \right] \quad (2.74)$$

Тоді коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей робочого потоку на вході в камеру змішування враховуючи рівняння (2.66), (2.74) може бути визначений за формулою

$$j_p = \frac{V_{cep}}{V_{z0}} = \frac{8}{(d_{\kappa/z})^2} \frac{\alpha}{\zeta} \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_{\kappa/z})^2}} \quad (2.75)$$

Враховуючи, що $z = l_p$ та безрозмірні співвідношення рівняння (2.75)

$$\bar{l}_p = \frac{l_p}{d_p}; \quad K_{ch} = \frac{\alpha}{\zeta} \frac{d_{\kappa}^2}{d_p^2} \quad \text{приведемо до остаточного вигляду}$$

$$j_p = \frac{8\bar{l}_p^{-2}}{K_{ch}} \frac{\alpha}{\zeta} \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25 K_{ch}^{-0,5} \bar{l}_p^{-2}}} \quad (2.76)$$

Аналіз останнього виразу для будь-яких значень l_p , K_{ch} показує, що завжди виконується умова $j_p < 1$, тобто отримане рівняння відповідає фізичному змісту розподілу швидкості в камері змішування струминного насоса.

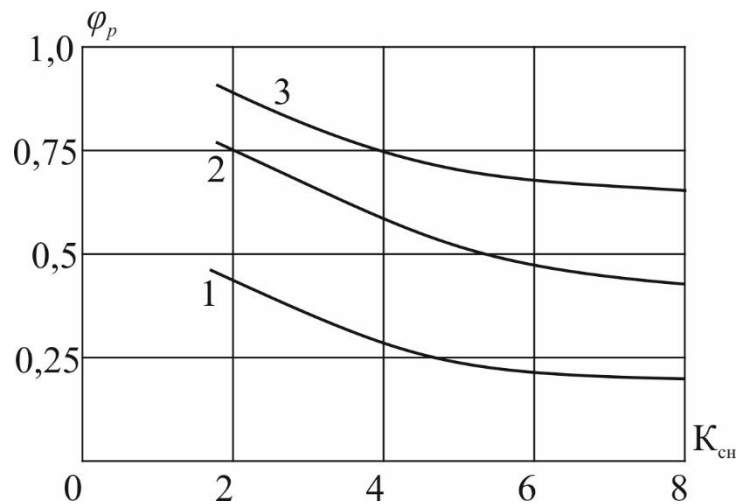


Рисунок 2.8 – Залежність коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей від основного геометричного параметра та відстаней між робочою насадкою і камерою змішування: 1 - $\bar{l}_p = 0,5$; 2 - $\bar{l}_p = 1,0$; 3 - $\bar{l}_p = 1,5$

Відповідно до отриманого рівняння нерівномірність розподілу швидкостей (рисунок 2.8) зростає (коефіцієнт j_p зменшується) при збільшенні співвідношення геометричного параметра K_{ch} та зменшенні відстані від робочої насадки до камери

змішування l_p струминного насоса. Рівняння (2.76) та графічні залежності приведені на рисунку 2.8 дійсні у випадку нульової витрати інжектваного потоку.

2.2.3 Визначення радіальної функції із зміщеним витоком

Враховуючи конструкцію ежекційних систем зміщений виток радіальної функції має місце у випадку неякісного виготовлення деталей проточної частини струминного насоса, внаслідок чого виникає радіальна неспіввісність робочої насадки і камери змішування. Зміщена радіальна функція відповідає відхиленню початкової точки вектора комплексного потенціалу від центра витоку. Враховуючи особливості векторного аналізу, вектор комплексного потенціалу із зміщеним витоком може бути визначений [45], [195] як різниця векторів, початок яких знаходиться в центрі координат, а кінцеві точки характеризують початкове та кінцеве положення зміщеної функції (рисунк 2.9).

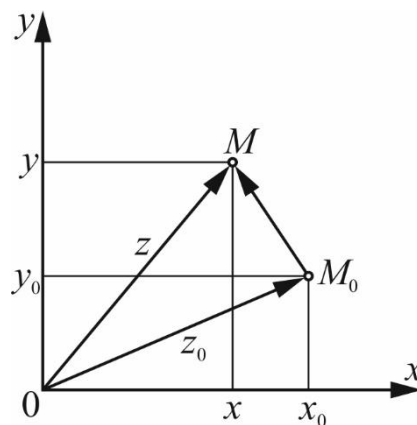


Рисунок 2.9 – Геометрична інтерпретація плоского витоку із зміщеним центром координат [45]

Тоді у випадку плоскої радіальної функції комплексний потенціал із зміщеним витоком може бути визначений за формулами [45]

$$W = \frac{Q}{2\rho} \ln(z - z_0); \quad (2.77)$$

$$j = \frac{Q}{2\rho} \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}; \quad (2.78)$$

$$y = \frac{Q}{2\rho} \operatorname{arctg} \frac{y - y_0}{x - x_0}, \quad (2.79)$$

де z – комплексна координата, що відповідає симетричному витоку.

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

Комплексні координати z, z_0 у свою чергу, мають координати відповідно x, y та x_0, y_0 (рисунок 2.9), тобто виконуються співвідношення $z = x + iy$, $z_0 = x_0 + iy_0$.

Використовуючи формулу Ейлера для показової форми комплексного числа та правила перетворення логарифмів запишемо

$$\begin{aligned} W &= a \ln(z - z_0) = a \ln(re^{iq} - r_0 e^{iq}) = a \ln(r - r_0) e^{iq} = a \ln(r - r_0) + a \ln e^{iq} = \\ &= a \ln(r - r_0) + aiq, \end{aligned} \quad (2.80)$$

де a – дійсне число, $a = Q/2p$;

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

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

$$j = a \ln(r - r_0) = a \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}; \quad (2.81)$$

$$y = aq = a \operatorname{arctg} \frac{y - y_0}{x - x_0} \quad (2.82)$$

В рівняннях (2.81), (2.82) враховано формули для визначення модуля комплексного числа $r = \sqrt{x^2 + y^2}$; $r_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$ [45].

Враховуючи структуру формул (2.81), (2.82) та рівняння (2.40) (2.47) визначимо вигляд рівнянь, які характеризують потенціал швидкостей та функцію течії для випадку зміщеного просторового витоку. Для осесиметричного потоку в циліндричних координатах отримаємо [45]

$$j = - \frac{Q}{4p} \frac{1}{\sqrt{(z - z_0)^2 + (r - r_0)^2}}; \quad (2.83)$$

$$y = - \frac{Q}{4p} \frac{z - z_0}{(z - z_0) + (r - r_0)^2} \quad (2.84)$$

Відповідно до рівнянь (2.83), (2.84) проаналізуємо вигляд еквіпотенціальних ліній та ліній течій в координатах r, θ [45].

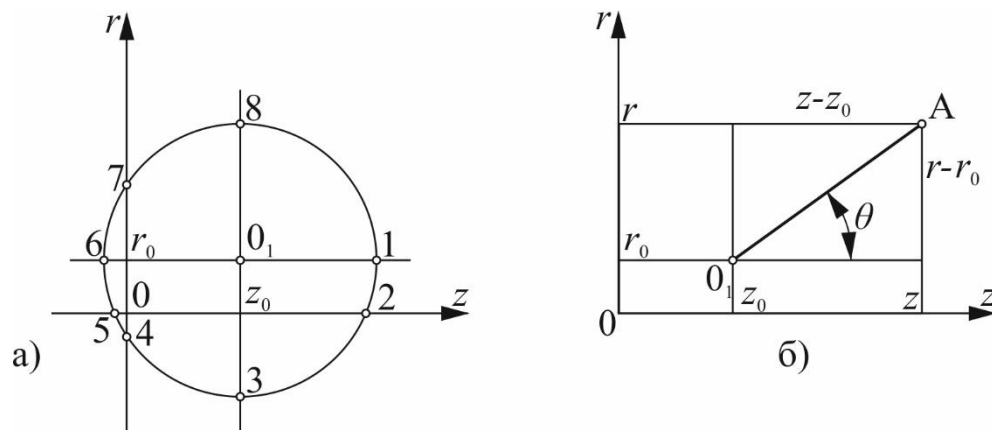


Рисунок 2.10 – Еквіпотенціальні лінії (а) і лінії течії (б) просторового витоку із двостороннім зміщенням його центру [45]

Координати характерних точок еквіпотенціальних ліній визначаємо використовуючи функцію потенціалу швидкостей (рівняння (2.83)). Для точок перетину еквіпотенціальної лінії з горизонтальними осями (рисунок 2.10 а) запишемо [45]

$$\begin{aligned}
 z - z_0 &= \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - (r - r_0)^2}; \\
 m.1: r &= r_0; \quad z = z_0 + \frac{Q}{4\rho j}; \\
 m.6: r &= r_0; \quad z = z_0 - \frac{Q}{4\rho j}; \\
 m.2: r &= 0; \quad z = z_0 + \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - r_0^2}; \\
 m.5: r &= 0; \quad z = z_0 - \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - r_0^2}
 \end{aligned} \tag{2.85}$$

Аналогічно визначаємо координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з вертикальними осями (рисунок 2.10 а). Використовуючи рівняння (2.83) запишемо [45]

$$\begin{aligned}
 r - r_0 &= \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - (z - z_0)^2}; \\
 m.8: z &= z_0; \quad r = r_0 + \frac{Q}{4\rho j}; \\
 m.3: z &= z_0; \quad r = r_0 - \frac{Q}{4\rho j};
 \end{aligned} \tag{2.86}$$

$$m.7: z = 0; \quad r = r_0 + \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - z_0^2};$$

$$m.4: z = 0; \quad r = r_0 - \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - z_0^2}$$

Рівняння прямої, що визначає лінію течії (лінія 0₁A на рис. 2.10 б) визначаємо використовуючи рівняння (2.84). Після елементарних перетворень формули (2.84) отримаємо вираз для визначення кутового коефіцієнта лінії течії [45]

$$\operatorname{tg} q = \frac{r - r_0}{z - z_0} = \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - 1} \quad (2.87)$$

Рівняння (2.83), (2.84) необхідно адаптувати до умов використання струминного насоса. Зміщення точки витоку в напрямку зміни координати z є регульованим параметром, який визначає максимальний ККД струминного насоса. Зміщення в напрямку осі z , таким чином, є регульованою величиною і може враховуватись рівнянням функції течії з незміщеним витокм. Зміщення витоку в напрямку осі r визначає відхилення осі робочої насадки від осі камери змішування струминного насоса внаслідок неякісного виготовлення деталей його проточної частини. Функція комплексного потенціалу в цьому випадку повинна містити величину, яка визначає зміщення витоку в напрямку осі r . Рівняння потенціалу швидкостей та функції течії у випадку одностороннього зміщення витоку має вигляд [45]

$$j = -\frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}}; \quad (2.88)$$

$$y = -\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \quad (2.89)$$

Визначимо графічне зображення складових комплексного потенціалу з одностороннім зміщенням витоку. Рівняння (2.88) визначає графік екіпотенціальної лінії, а рівняння (2.89) – лінії течії (рисунок 2.11) [45]. Координати точок перетину екіпотенціальної лінії з горизонтальною віссю визначаємо з рівняння (2.88) [45].

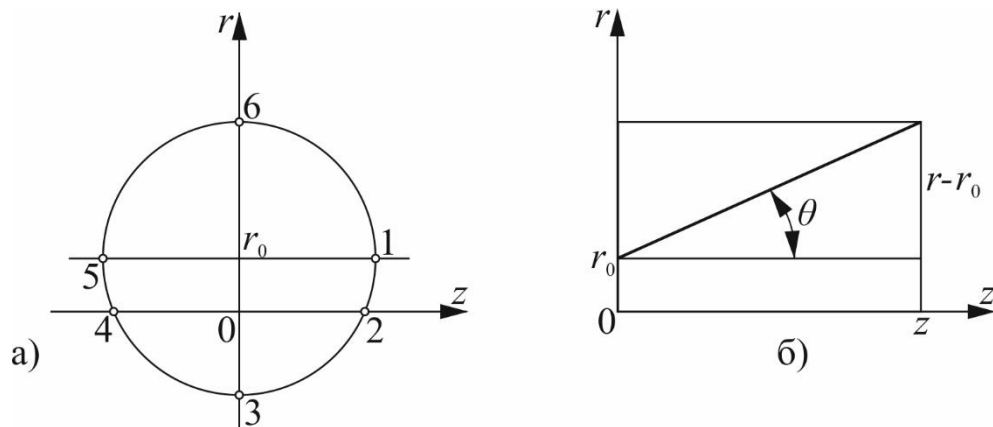


Рисунок 2.11 – Еквіпотенціальні лінії (а) і лінії течії (б) просторового витоку із одностороннім зміщенням його центру [45]

$$\begin{aligned}
 z &= \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - (r - r_0)^2}; \\
 m.1: r &= r_0; \quad z = \frac{Q}{4\rho j}; \\
 m.5: r &= r_0; \quad z = -\frac{Q}{4\rho j}; \\
 m.2: r &= 0; \quad z = \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - r_0^2}; \\
 m.4: r &= 0; \quad z = -\sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - r_0^2}
 \end{aligned} \tag{2.90}$$

Координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з віссю r визначаємо з рівняння (2.88). Після здійснення підстановки $z = 0$ отримаємо [45]

$$\begin{aligned}
 r - r_0 &= \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 j^2} - z^2}; \\
 m.6: z &= 0; \quad r = r_0 + \frac{Q}{4\rho j}; \\
 m.3: z &= 0; \quad r = r_0 - \frac{Q}{4\rho j}
 \end{aligned} \tag{2.91}$$

Рівняння лінії течії (рисунок 2.11 б) визначаємо з формули (2.89). Кутовий коефіцієнт лінії течії зміщеного витоку визначаємо за формулою [45]

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{r - r_0}{z} = \sqrt{\frac{Q^2}{16\rho^2 y^2} - 1} \tag{2.92}$$

Перевіримо умови аналітичності комплексного потенціалу із зміщеним витоком. Визначимо компоненти радіальної швидкості шляхом диференціювання функції потенціалу швидкості [33]

$$\begin{aligned}
 V_z &= \frac{\partial f}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \right) = -\frac{Q}{4\rho} \frac{\partial}{\partial z} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho} \left((z^2 + (r - r_0)^2)^{-0,5} \right) \frac{\partial}{\partial z} (z^2) = -\frac{Q}{4\rho} \frac{1}{2} (z^2 + (r - r_0)^2)^{-1,5} 2z = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1,5}}
 \end{aligned} \tag{2.93}$$

$$\begin{aligned}
 V_r &= \frac{\partial f}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left(-\frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \right) = -\frac{Q}{4\rho} \frac{\partial}{\partial r} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho} (z^2 + (r - r_0)^2)^{-0,5} \frac{\partial}{\partial r} (r - r_0)^2 = -\frac{Q}{4\rho} \frac{1}{2} (z^2 + (r - r_0)^2)^{-1,5} 2(r - r_0) = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho} \frac{r - r_0}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1,5}}
 \end{aligned} \tag{2.94}$$

Структура рівнянь для визначення компонентів швидкості з врахуванням функції течії містить координату зміщеного витоку [45]

$$V_z = \frac{1}{r - r_0} \frac{\partial \psi}{\partial r}; \quad V_r = -\frac{1}{r - r_0} \frac{\partial \psi}{\partial z} \tag{2.95}$$

Враховуючи рівняння (2.95) запишемо

$$\begin{aligned}
 V_z &= \frac{1}{r - r_0} \frac{\partial}{\partial r} \left(-\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \right) = -\frac{Q}{4\rho(r - r_0)} \frac{\partial}{\partial r} \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho(r - r_0)} \frac{\frac{\partial}{\partial r} (z \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}) - z \frac{\partial}{\partial r} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}}{z^2 + (r - r_0)^2} = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho(r - r_0)} \frac{z \frac{\partial}{\partial r} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}}{z^2 + (r - r_0)^2} = \\
 &= -\frac{Q}{4\rho(r - r_0)} \frac{z \frac{1}{2} (z^2 + (r - r_0)^2)^{-\frac{1}{2}} 2(r - r_0)}{z^2 + (r - r_0)^2} = -\frac{Qz}{4\rho(z^2 + (r - r_0)^2)^{1,5}};
 \end{aligned} \tag{2.96}$$

$$\begin{aligned}
V_r &= -\frac{1}{r-r_0} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2+(r-r_0)^2}} \right) = -\frac{Q}{4\rho(r-r_0)} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2+(r-r_0)^2}} \right) = \\
&= \frac{Q}{4\rho(r-r_0)} \frac{\frac{\partial}{\partial z} (z \sqrt{z^2+(r-r_0)^2}) - z \frac{\partial}{\partial z} \sqrt{z^2+(r-r_0)^2}}{z^2+(r-r_0)^2} = \\
&= \frac{Q}{4\rho(r-r_0)} \frac{\sqrt{z^2+(r-r_0)^2} - \frac{1}{2} z (z^2+(r-r_0)^2)^{-0.5} 2z}{z^2+(r-r_0)^2} = \frac{Q}{4\rho} \frac{r-r_0}{(z^2+(r-r_0)^2)^{1.5}}
\end{aligned} \quad (2.97)$$

Рівність компонентів швидкості, визначених за формулами (2.93), (2.96) та (2.94), (2.97) свідчить про виконання умов Коши – Рімана [45]. Результируюча радіальна швидкість у випадку зміщення витоку визначається співвідношенням

$$\begin{aligned}
\left| \frac{w}{z} \right| &= \sqrt{V_z^2 + V_r^2} = \sqrt{\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{(z^2+(r-r_0)^2)^{1.5}} + \frac{Q}{4\rho} \frac{r-r_0}{(z^2+(r-r_0)^2)^{1.5}}} = \\
&= \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{z^2+(r-r_0)^2}
\end{aligned} \quad (2.98)$$

Визначимо характер розподілу горизонтальних проекцій швидкості використовуючи рівняння (2.96). Максимальне значення горизонтальної проекції швидкості має місце у випадку $r = r_0$ [45]

$$V_{z\max} = \frac{Q}{4\rho z^2}, \quad (2.99)$$

тобто максимальна швидкість радіального потоку порівняно з симетричним розміщенням витоку (рівняння (2.66)) залишається незмінною.

Визначимо величину робочої витрати на вході в камеру змішування струминного насоса. Аналог формули (2.71) у випадку зміщеного витоку має вигляд

$$Q_p = 2\rho [y(r-r_0, z) - y(r_0, z)] \quad (2.100)$$

Тоді використовуючи рівняння функції течії для зміщеного витоку (формула (2.89) запишемо

$$Q_p = 2\rho \frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2+(r-r_0)^2}} + \frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2+r_0^2}} = \frac{Q}{2} \frac{z}{\sqrt{z^2+(r-r_0)^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2+(r-r_0)^2}} \quad (2.101)$$

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

$$Q_p = \frac{Q}{2} \frac{\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}}}{\frac{d_k}{2} - r_0} \quad (2.102)$$

Середню швидкість робочого потоку визначаємо шляхом ділення витрати на площу камери змішування S_k [45]

$$V_{сер.} = \frac{Q_p}{S_k} = \frac{2Q}{pd_k^2} \frac{\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}}}{\frac{d_k}{2} - r_0} \quad (2.103)$$

Тоді враховуючи рівняння (2.99), (2.103) визначаємо коефіцієнти нерівномірності робочого потоку із зміщеним витоком [45]

$$j_{pзм} = \frac{V_{сер.}}{V_{zmax}} = \frac{8}{(d_k/2)^2} \frac{\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}}}{\frac{d_k}{2} - r_0} \quad (2.104)$$

Визначимо закономірності зміни кінематичних параметрів радіального потоку із зміщеним витоком. Розглянемо характер розподілу горизонтальної компоненти радіальної швидкості представлені рівняннями (2.93), (2.96). Враховуючи, що координата z в рівняннях (2.93), (2.96) визначає відстань між точкою витоку та вхідним перерізом камери змішування $z = l_p$ запишемо [45]

$$V_z = \frac{Ql_p}{4p(l_p^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}} \quad (2.105)$$

Графічне зображення рівняння (2.105) для фіксованої величини зміщення витоку ($r_0 = 0,005$ м) побудоване для таких відстаней між точкою витоку та камерою змішування струминного насоса: $l_{p1} = 0,01$ м; $l_{p2} = 0,012$ м; $l_{p3} = 0,015$ м (рисунок 2.12 а). Аналіз отриманих кривих свідчить про порушення симетричності профілів швидкостей зміщеного витоку. Максимальні значення швидкостей зміщуються в напрямку зміщення точки витоку, а положення екстремумів кінематичних кривих відповідає ексцентриситету $e = r_0$, який визначається величиною зміщення джерела радіального потоку. На відміну від симетричного поля швидкостей профілі радіального потоку із зміщеним витоком втрачають свою подібність і серія кінематичних кривих не може бути замінена єдиною безрозмірною залежністю, яка

визначала б кінематику потоку незалежно від відстаней між точкою витоку та вхідним перерізом камери змішування струминного насоса [45]

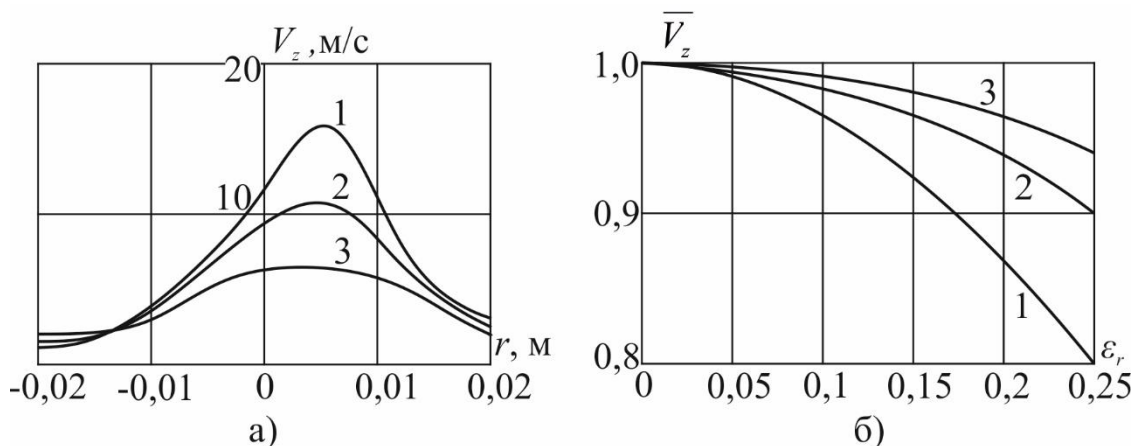


Рисунок 2.12 – Поле швидкостей робочого потоку для зміщеного витоку:

а) профіль швидкостей для різних відстаней до точки витоку l_p : 1 – 0,01м; 2 – 0,012 м; 3 – 0,015 м; б) відносна осьова швидкість робочого потоку для різних відстаней до робочої насадки l_p : 1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м [45]

Вплив величини зміщення точки витоку на кінематику радіального потоку розглянемо шляхом визначення співвідношення швидкостей асиметричного V_{3M} та симетричного V потоків. Формула для визначення співвідношення цих швидкостей враховуючи рівняння (2.65), (2.98) має вигляд [45]

$$\bar{V} = \frac{V_{3M}}{V} = \frac{z^2 + r^2}{z^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.106)$$

Від результуючих швидкостей радіального потоку перейдемо до осьових. Після підстановки координати $r = 0$ отримаємо [45]

$$\bar{V}_z = \frac{V_{z3M}}{V_z} = \frac{1}{1 + (r_0/z)^2} = \frac{1}{1 + (r_0/l_p)^2} \quad (2.107)$$

Аналіз отриманої залежності свідчить (рисунок 2.12 б) про обернений вплив відносного зміщення витоку ($\varepsilon_r = r_0/r_k$, де r_k – радіус камери змішування струминного насоса) на швидкість радіального потоку. Зростання відстані до камери змішування мінімізує вплив величини зміщення витоку на швидкість радіального потоку [45].

Для оцінки впливу величини зміщення витоку на нерівномірність розподілу швидкостей визначимо співвідношення коефіцієнтів нерівномірності у випадку зміщеного та симетричного витоку [45].

Використовуючи рівняння (2.75), (2.104) запишемо

$$\bar{j}_p = \frac{j_{p\text{зм}}}{j_p} = \frac{\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}}}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}}} \quad (2.108)$$

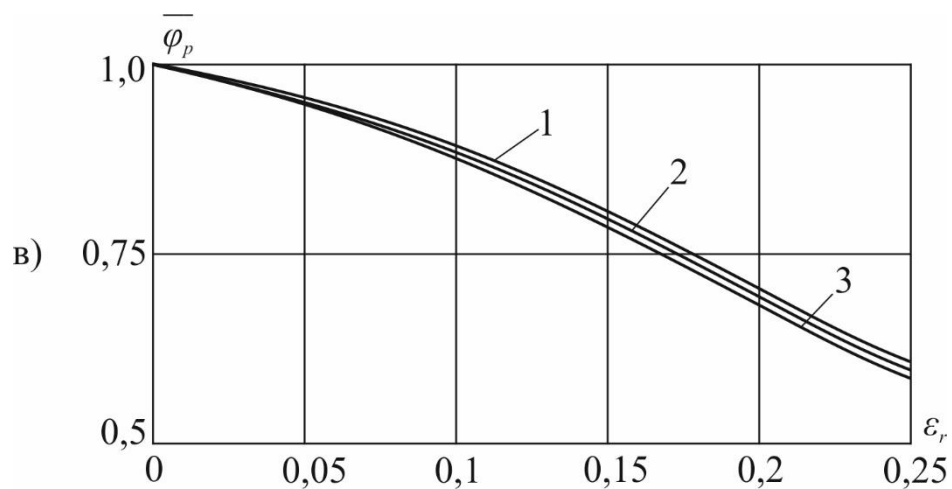


Рисунок 2.13 – Відносний коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей робочого потоку із зміщеним витоком для різних відстаней до точки витоку l_p :

1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м [45]

Аналіз рівняння (2.108) та його графічного зображення (рисунок 2.13) показує, що відносний коефіцієнт нерівномірності у випадку нульового зміщення витоку $r_0 = 0$ приймає значення $\bar{j}_p = 1$ [45].

При зростанні величини зміщення витоку збільшується асиметричність профілю швидкостей і коефіцієнт нерівномірності знижується, тобто нерівномірність розподілу швидкостей зростає.

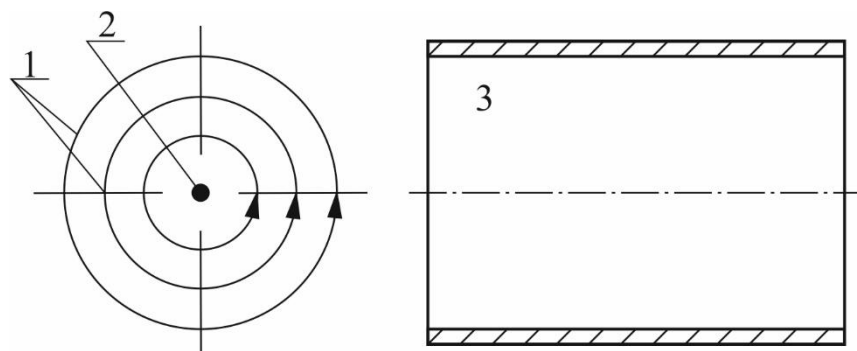
Проведений аналіз показує, що радіальне зміщення витоку безумовно впливає на характер поля швидкостей в камері змішування струминного насоса, який обертається в свердловині разом з бурильною колоною, внаслідок чого

величину зміщення необхідно враховувати при прогнозуванні режиму роботи свердловинної ежекційної системи [45].

2.3 Моделювання циркуляційного потоку

2.3.1 Визначення вихрової функції із симетричним вихором

Обертальну течію потоку в проточній частині струминного насоса моделюємо [33] за допомогою комплексного потенціалу вихрової функції (рисунок 2.14).



1 – вихрові лінії; 2 – вихрова точка; 3 – камера змішування

Рисунок 2.14 – Моделювання циркуляційної течії

Для опису поля кутових швидкостей обертання використовуємо поняття вихрових ліній на відміну від ліній течії, які характеризують поле лінійних швидкостей [181]. Вихрова лінія огинає вектори кутових швидкостей обертання в різних точках потоку. Сукупність вихрових ліній, проведених через різні точки потоку визначає геометричне зображення напрямків обертання частинок рідини в потоці. Циркуляція плоского потоку ініціюється вихровою точкою, а просторового – вихоропроводом. Незважаючи на колові траєкторії струменів течія вважається потенціальною, оскільки переміщення самих частинок рідини здійснюється поступально без обертання. Поступальний рух рідини відбувається по замкненому контуру, обмеженому внутрішньою поверхнею струминного насоса. Характеристикою вихрової функції є циркуляція Γ вектора поступальної швидкості руху рідини по замкненому контуру [181]

$$\Gamma = V 2\pi r, \quad (2.109)$$

де V – значення швидкості, вектор якої дотичний до траєкторії руху струменів;
 r – відстань до вихрового елементу.

Циркуляція швидкості аналогічна роботі сили [181], оскільки є добутком швидкості частинки на пройдений нею шлях. Потенціальність циркуляційної течії порушується в особливій точці $r=0$, яка містить елементарний вихор. Відповідно до теореми Стокса, якщо кутова частота обертання частинок рідини ω однакова для всіх точок замкненого контуру величина циркуляції дорівнює подвоєному добутку швидкості на площу S , яка охоплюється цим контуром [181]

$$\Gamma = 2\omega S \quad (2.110)$$

Циркуляція Γ є постійною для всіх ліній течії навколо вихрового елемента, який знаходиться в замкненому контурі [181]. При моделюванні обертального руху струминного насоса вихровий елемент розміщений в об'ємі проточної частини пристрою, а границі замкненого контуру визначаються стінками камери змішування. Враховуючи взаємозв'язок між кутовою швидкістю та частотою обертання $\omega = 2\pi n$ циркуляцію вектора Γ визначаємо за формулою

$$\Gamma = 4\pi n S_\kappa, \quad (2.111)$$

де n – частота обертання бурильної колони;

S_κ – площа нормального перерізу камери змішування.

При використанні формули (2.111) вважаємо, що ковзання рідини по внутрішній поверхні струминного насоса відсутнє і кутова частота обертання потоку дорівнює кутовій швидкості обертання бурильної колони.

Розглянемо плоский обертовий рух частинок рідини навколо вихрової точки, розміщеної в центрі декартової системи координат.

Введемо в площині xOy полярну систему координат r, φ . Розподіл швидкостей для вихрового поля визначаємо як циркуляцію Γ розподілену по довжині контура радіуса r , який оточує вихрову точку

$$V = \frac{\Gamma}{2\pi r}, \quad (2.112)$$

де r – радіус-вектор точки в площині xOy .

Швидкість в полі плоского вихору, таким чином, зменшується при віддаленні від осі вихору обернено пропорційно відстані до нього.

Формула (2.112) не придатна для точки, яка знаходиться на осі вихору, оскільки в цьому випадку значення швидкості V зростає до нескінченності. Швидкість циркуляційної течії $V = V_q$ (рисунок 2.15) спрямована перпендикулярно радіус-вектору точки M , а радіальний рух потоку відсутній $V_r = 0$.

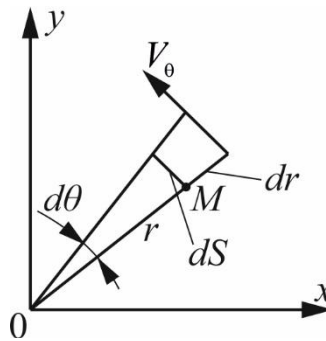


Рисунок 2.15 – Визначення швидкості циркуляційної течії

Тоді потенціал швидкостей не залежить від величини радіус-вектора і при визначенні поля швидкостей можна застосовувати звичайні похідні

$$dj = V_q dS = \frac{\Gamma}{2\pi r} dS, \quad (2.113)$$

де dS – елементарна довжина траєкторії руху частинки рідини.

Після здійснення підстановки $dS = r dq$ та інтегрування отримаємо

$$j = \frac{\Gamma}{2\pi} q, \quad (2.114)$$

де q – полярний кут точки, яка знаходиться в полі вихору.

Поверхні рівного тиску визначаються рівністю

$$\frac{\Gamma}{2\pi} q = \text{const} \quad \text{або} \quad q = \text{const} \quad (2.115)$$

і мають вигляд променів, які проходять через вихрову точку.

Визначимо елементарну зміну функції течії dy плоского циркуляційного потоку, як витрату рідини між поверхнями концентричних циліндрів одиничної висоти, які спираються на сусідні лінії течії, відстань між якими становить dr (рисунок 2.15). При визначенні витрати циркуляційної течії враховуємо, що функція течії приймає позитивні значення, якщо швидкість вихору спрямована за годинниковою стрілкою. Тоді для випадку, показаному на рисунку 2.14 використовуючи формулу (2.112) запишемо

$$dy = -V_q dr = -\frac{\Gamma}{2\rho r} dr \quad (2.116)$$

Після інтегрування рівняння (2.116) отримаємо

$$y = -\int \frac{\Gamma}{2\rho r} dr = -\frac{\Gamma}{2\rho} \ln r \quad (2.117)$$

Лінії течії, побудовані з використанням рівняння (2.117) мають вигляд концентричних кіл з центром, який знаходиться в початку координат.

Визначимо вигляд рівняння комплексної функції плоского вихору. Враховуючи рівняння потенціалу швидкостей та функції течії (формули (2.114), (2.117)) запишемо

$$\begin{aligned} W(z) = j + iy &= \frac{\Gamma}{2\rho} q - i \frac{\Gamma}{2\rho} \ln r = -\frac{\Gamma}{2\rho} \ln e^{-q} - \frac{\Gamma}{2\rho} i \ln r = \\ &= -\frac{\Gamma}{2\rho} \ln e^{i^2 q} - \frac{\Gamma}{2\rho} i \ln r = \\ &= -\frac{\Gamma}{2\rho} i \ln e^{iq} - \frac{\Gamma}{2\rho} i \ln r = -\frac{\Gamma}{2\rho} i \ln r e^{iq} \end{aligned} \quad (2.118)$$

При виконанні перетворень (2.118) враховано поняття натурального логарифма та уявної одиниці ($i^2 = -1$). Використовуючи формулу Ейлера для показової форми комплексного числа отримаємо

$$W(z) = -\frac{\Gamma}{2\rho} i \ln z \quad (2.119)$$

Порівняльний аналіз структури рівнянь комплексних функцій плоскорадіальної (рівняння (2.32)) та циркуляційної (рівняння (2.119)) течій свідчить про те, що лінії течії та екіпотенціальні лінії змінюються місцями. Графічне зображення рівняння (2.119) має вигляд (рисунок 2.16) концентрично розміщених ліній течії та сукупності екіпотенціальних прямих, що проходять через центр координат.

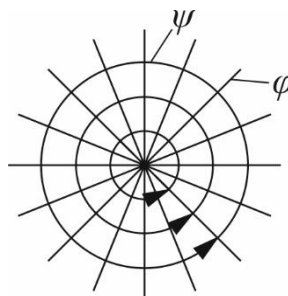


Рисунок 2.16 – Гідродинамічна сітка циркуляційного потоку

Визначимо вигляд рівнянь функції просторового вихору. Введемо в площині z, r циліндричної системи координат полярні координати R, q : вісь полярної системи координат спрямуємо вздовж осі z , а її полюс сумістимо з початком координат циліндричної системи (рисунок (2.17)).

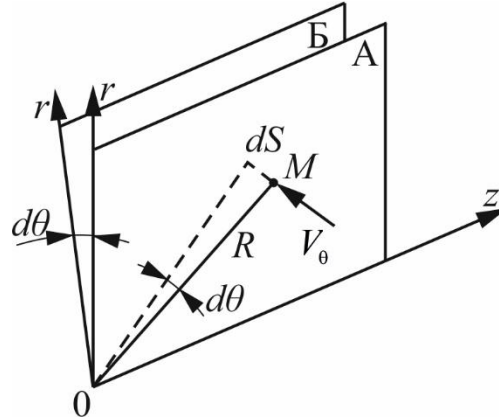


Рисунок 2.17 – Визначення потенціалу швидкостей просторового вихору

Покажемо в площині z, r положення радіус-вектора R точки M . Внаслідок повороту площини A навколо осі z на кут dq точка M описує дугу dS , яка з'єднує площину A з її новим положенням (площина B). Еквіпотенціальні поверхні (у даному випадку це поверхні A, B) відзначаються незмінною величиною потенціалу швидкостей. Зміна потенціалу швидкостей відбувається при переході від однієї еквіпотенціальної поверхні до іншої по дузі ортогональній до ліній течії. Циркуляційна швидкість V_q спрямована дотично до дуги лінії течії dS . При повороті точки M та площини A навколо осі z на кут dq отримаємо дугу довжиною $dS = dqR$. Тоді враховуючи поняття комплексного потенціалу запишемо формулу для визначення елементарного приросту потенціалу швидкостей

$$dj = V_q ds = V_q R dq, \quad (2.120)$$

де R – радіус-вектор точки в площині z, r .

Формула для визначення швидкості циркуляційної течії (рівняння (2.112)) для просторового потоку приймає вигляд

$$V = V_q = \frac{\Gamma}{4\pi R} \quad (2.121)$$

Тоді після підстановки значення швидкості V_q у формулу (2.120) та інтегрування отримаємо рівняння потенціалу швидкостей просторового вихору

$$j = \frac{\Gamma}{4\rho} \oint dq = \frac{\Gamma}{4\rho} q = \frac{\Gamma}{4\rho} \arctg \frac{r}{z} \quad (2.122)$$

Аналогічний вираз для визначення потенціалу швидкостей у сферичній системі координат отриманий для вихрового кільця.

Для визначення рівняння функції течії просторового вихору використовуємо циліндричну систему координат. Обертання витоку в площині нормальній до напрямку руху рідини розглядаємо, як обертання частинок рідини навколо точки витоку в діаметральних площинах. При цьому вважаємо, що характер взаємодії радіального і циркуляційного потоків в кожній діаметральній площині є однаковим. Характер взаємодії потоків в площині нормальній до руху рідини вважаємо тотожним характеру взаємодії потоків в площині розміщення бурильної колони.

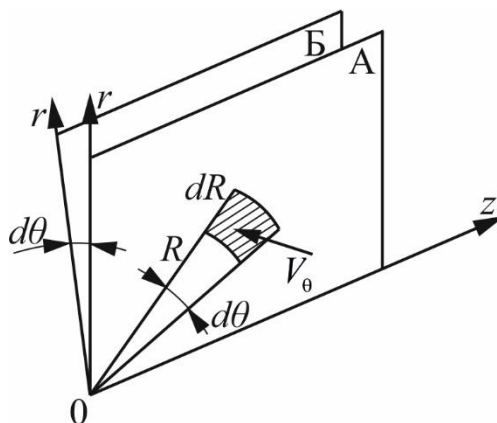


Рисунок 2.18 – Визначення функції течії просторового вихору.

Тобто фактичну поверхню течії, (яка має форму циліндра) ми замінили уявною сферичною поверхнею. Такий підхід дозволив сумістити плоскі рухи: радіальний та циркуляційний, які рухаються у взаємоперпендикулярних площинах. Можливість прийняття даного припущення перевіряємо шляхом експериментальних досліджень. Розглянемо в площині А (рисунок 2.18) криволінійний чотирикутник, сторони якого утворені поворотом кінця радіуса-вектора R на кут dq та його елементарним прирістом dR . Довжина дуги, утвореної поворотом радіуса-вектора на один радіан дорівнює $1 \cdot R$, тоді площа криволінійного чотирикутника становить RdR .

Швидкість вихору спрямована перпендикулярно до виділеної площини. Тоді добуток елементарної площини та швидкості визначає елементарну функцію течії просторового вихору. Враховуючи, що швидкість вихору V_q , як і у випадку плоскої циркуляційної течії (рисунок 2.15) спрямована проти годинникової стрілки елементарна функція течії приймає від'ємні значення

$$dy = -V_q R dR = -\frac{\Gamma}{4\rho} dR \quad (2.123)$$

Після інтегрування рівняння (2.123) отримаємо функцію течії просторового вихору

$$y = -\frac{\Gamma}{4\rho} R \quad (2.124)$$

Після виключення величини радіуса-вектора $R = \sqrt{z^2 + r^2}$ остаточно запишемо

$$y = -\frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + r^2} \quad (2.125)$$

Визначимо вигляд поверхонь однакових швидкостей та поверхонь течії просторового вихору в циліндричній системі координат. Використовуючи рівняння (2.122) визначимо кут нахилу прямої, що проходить через центр координат

$$Q = \frac{4\rho j}{\Gamma} \quad (2.126)$$

Змінюючи значення функції f отримаємо сукупність прямих, які проходять через центр координат в площині z, r (рисунок 2.19).

Форму поверхонь течії визначаємо використовуючи рівняння (2.125). Після розв'язку рівняння (2.125) відносно r і підстановки значень координати $z = 0$ отримаємо (рисунок 2.19)

$$r_{\max} = \pm \frac{4\rho y}{\Gamma} \quad (2.127)$$

Аналогічно визначаємо координату поверхні течії на осі z . Після підстановки в рівняння (2.125) значень координати $r = 0$ отримаємо

$$z_{\max} = \pm \frac{4\rho y}{\Gamma} \quad (2.128)$$

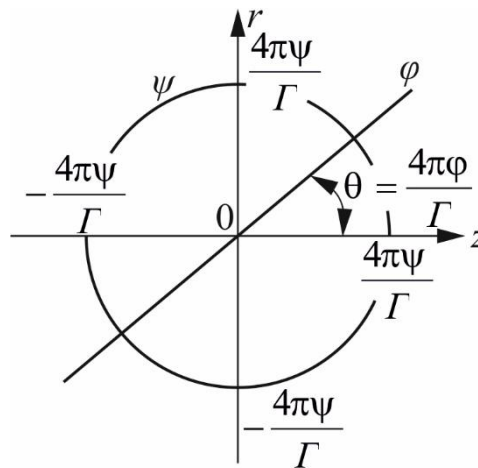


Рисунок 2.19 – Визначення форми гідродинамічної сітки просторового вихору

Еквіпотенціальні поверхні та поверхні течії функції вихору, таким чином, як і у випадку функції витоку (рисунок 2.4) утворюють гідродинамічну сітку у вигляді ортогонально розміщених коаксіальних сфер та радіальних меридіальних площин. Порівняно з функцією витоку еквіпотенціальні поверхні займають місце поверхонь течії.

Враховуючи рівняння (2.122), (2.125) запишемо формулу характеристичної функції циркуляційного потоку

$$W(z) = a \left(\operatorname{arctg} \frac{r}{z} - i \sqrt{z^2 + r^2} \right), \quad (2.129)$$

$$\text{де } a = \frac{\Gamma}{4\rho}.$$

2.3.2 Дослідження кінематики циркуляційного потоку

Дослідження кінематики циркуляційного потоку [33] вимагає попередньої перевірки дотримування умов аналітичності (умов Коши – Римана) функцією комплексного потенціалу вихрового поля. Визначимо компоненти швидкості циркуляційної течії шляхом диференціювання функції потенціалу швидкостей. Для горизонтальної компоненти циркуляційної швидкості використовуючи рівняння (2.122) отримаємо

$$\begin{aligned} V_z &= \frac{\partial \psi}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\partial}{\partial z} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} = \\ &= \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{1 + (r/z)^2} \frac{\partial}{\partial z} \frac{r}{z} = - \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{r}{z^2 + r^2} \end{aligned} \quad (2.130)$$

Аналогічно визначаємо вертикальну складову компоненти циркуляційної швидкості

$$V_r = \frac{\nabla j}{\nabla r} = \frac{\nabla}{\nabla r} \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\nabla}{\nabla(r/z)} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} \frac{\nabla}{\nabla r} \frac{r}{z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{1+(r/z)^2} \frac{1}{z} =$$

$$= \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{z + r^2/z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{z}{z^2 + r^2}$$
(2.131)

Співвідношення між компонентами швидкості та функції течії циркуляційного потоку визначаємо враховуючи структуру рівняння (2.123). Відповідно до рівняння (2.123) швидкість циркуляційної течії можна визначити за формулою

$$V_q = - \frac{1}{R} \frac{\nabla y}{\nabla R} \quad (2.132)$$

Значення функцій y_1, y_2 (рисунок 2.20) враховуючи фізичний зміст даного параметра, зберігаються постійними вздовж ліній течії $y_1 = \text{const}$, $y_2 = \text{const}$ а зміна функції y відбувається при переході від однієї лінії течії до іншої

$$dy = y_1 - y_2 \quad (2.133)$$

Елементарний приріст функції течії dy , таким чином, відповідає елементарному приросту радіус-вектора dR між сусідніми лініями течії.

Враховуючи, що функція течії характеризує витрату потоку швидкість циркуляційної течії визначається як зміна функції течії, що відповідає проекціям елементарного приросту радіус-вектора dR на відповідні осі

$$V_z = - \frac{1}{R} \frac{\nabla y}{\nabla r}; \quad (2.134)$$

$$V_r = - \frac{1}{R} \frac{\nabla y}{\nabla z} \quad (2.135)$$

Сторона трикутника AC на рисунку 2.20 є проекцією dR на вісь z , а сторона трикутника BC є проекцією dR на вісь r .

Вибір знаків перед множником $1/R$ у формулах (2.132), (2.134), (2.135) пояснюється прийнятим позитивним напрямом швидкості вихору у формулі (2.123) та співвідношенням напрямків компонентів швидкості і прийнятою системою координат (рисунок 2.20).

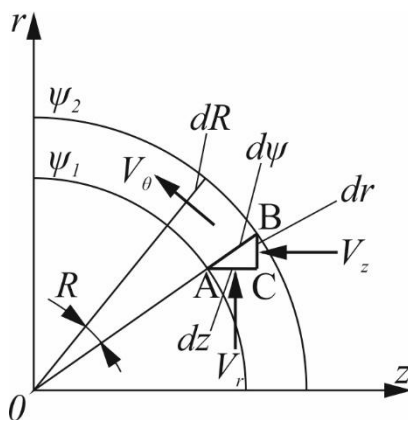


Рисунок 2.20 – Визначення компонентів циркуляційної швидкості

Послідовність застосування формул (2.134), (2.135) враховуючи рівняння (2.125) має вигляд

$$V_z = \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\Gamma}{4\pi} \sqrt{z^2 + r^2} \right) = - \frac{\Gamma}{4\pi R} \frac{1}{2} (z^2 + r^2)^{-0.5} 2r =$$

$$= - \frac{\Gamma}{4\pi} \frac{r}{z^2 + r^2} \quad ; \quad (2.136)$$

$$V_r = - \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial z} = - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\Gamma}{4\pi} \sqrt{z^2 + r^2} \right) = \frac{\Gamma}{4\pi R} \frac{1}{2} (z^2 + r^2)^{-0.5} 2z =$$

$$= \frac{\Gamma}{4\pi} \frac{z}{z^2 + r^2} \quad (2.137)$$

Рівність значень проекції швидкості V_z визначеної за формулами (2.130), (2.136) та проекції швидкості V_r , визначеної за формулами (2.131), (2.137) свідчить про виконання умов Коши – Рімана. Тоді результуюча швидкість циркуляційної течії може бути визначена за формулою [33]

$$V = \left| \frac{\partial \psi}{\partial z} \right| = \sqrt{V_z^2 + V_r^2} = \frac{\Gamma}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} \quad (2.138)$$

Проаналізуємо поле швидкостей циркуляційного потоку. Враховуючи формулу для визначення циркуляції потоку Γ (рівняння (2.111) запишемо

$$V = \frac{S_\kappa n}{\sqrt{z^2 + r^2}}, \quad (2.139)$$

де частота обертання n визначається швидкістю обертання ротора або турбобура.

Поле швидкостей циркуляційної течії, побудоване за формулою (2.139) для фіксованої частоти обертання приведені на рисунку 2.21. Швидкість циркуляційної течії в площинах V_{0z} , V_{0r} визначається асимптотичними кривими

вигляду відповідно A/z , B/r . У випадку нульових значень координати z, r швидкість циркуляційної течії дорівнює нескінченності $V = \infty$. При збільшенні відстані до початку координат швидкість циркуляційної течії асимптотично наближається до нуля.

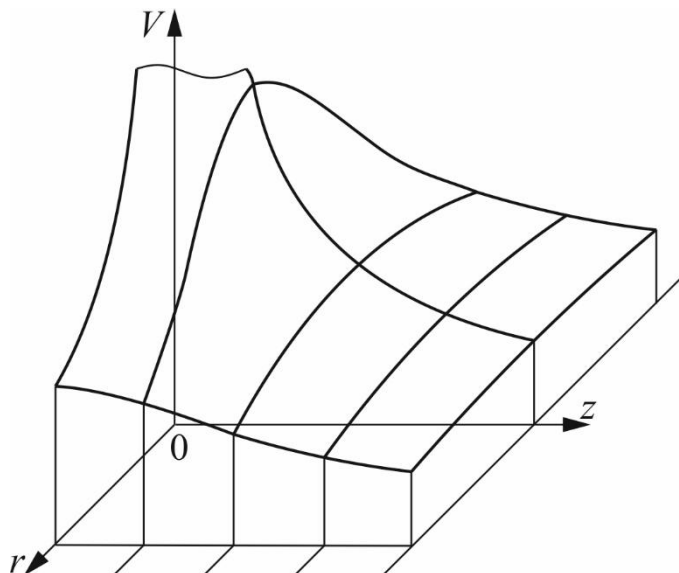


Рисунок 2.21 – Поле швидкостей циркуляційного потоку

Залежність максимальної швидкості циркуляційного потоку від частоти обертання бурильної колони має лінійний характер (рисунок 2.22).

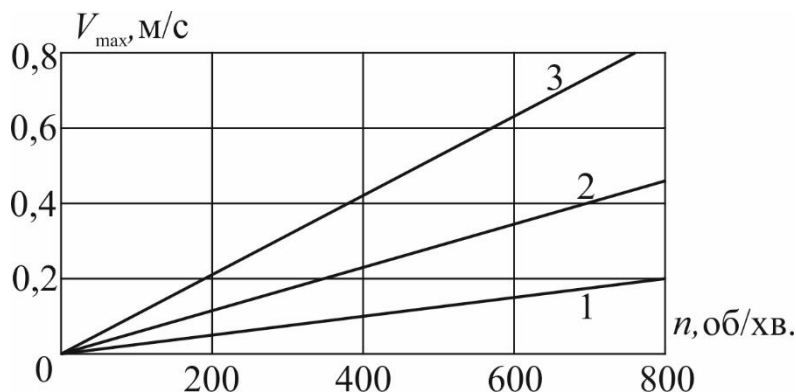


Рисунок 2.22 – Залежність максимальної циркуляційної швидкості від частоти обертання струминного насоса для різних діаметрів камери змішування:

1 – 20 мм; 2 – 30 мм; 3 – 40 мм

Швидкість циркуляційного потоку визначена за формулою (2.139) для випадку $r = 0$, $z = \text{const}$. Після перетворення рівняння (2.139) отримаємо

$$V_{\max} = \frac{S_k n}{z} = \frac{\rho}{4} d_k^2 \frac{n}{z}, \quad (2.140)$$

де параметр z визначає відстань між центром вихору і камерою змішування струминного насоса. Величина z у формулі (2.140) може змінюватись від $z = 0$ (в особливій точці), коли швидкість циркуляційної течії зростає до безмежності ($V_{\max} = \infty$) до $z = d_k/2$. Останній випадок відповідає величині циркуляційної швидкості біля стінки камери змішування струминного насоса. Рівняння (2.140) визначає максимальну швидкість руху частинок рідини циркуляційного безвихрового потоку.

Порівняємо швидкість циркуляційної течії, визначену за формулою (2.140) з лінійною обертовою швидкістю потоку для випадку, коли рідина розглядається як тверде тіло і зв'язок між радіусом траєкторії руху її частинок і швидкістю є лінійним

$$V'_{\max} = \frac{w d_k}{2} = \rho n d_k, \quad (2.141)$$

де w – кутова швидкість руху частинок рідини.

Співставлення швидкостей руху рідини визначених за формулами (2.140), (2.141) свідчить про відмінність механізмів, які визначають лінійну обертову швидкість частинок рідини та твердого тіла.

2.3.3 Визначення функції циркуляційної течії із зміщеним центром вихору

Визначимо вигляд функції циркуляційної течії для випадку зміщеної відносно осі свердловини камери змішування струминного насоса [44]. Враховуючи, що функції $j(x, y)$, $y(x, y)$ задовольняють умовам Коши – Рімана комплексна величина $w(z) = j(x, y) + i y(x, y)$ є функцією однієї комплексної змінної z [181]. Якщо вихор знаходиться в точці з комплексною координатою $z_0 = x_0 + i y_0$, а кінець вектора даного комплексного числа знаходиться в точці з комплексною координатою $z = x + i y$, то цьому вектору буде відповідати комплексне число, яке дорівнює різниці комплексних координат початку та кінця даного вектора. Тоді для плоского вихору із зміщеним центром координат можна записати

$$W(z) = - \frac{\Gamma}{2\rho} i \ln(z - z_0), \quad (2.142)$$

де z – комплексна координата, яка відповідає симетричному вихору;

z_0 – комплексна координата, яка відповідає зміщеному вихору.

Використовуючи показову форму комплексного числа запишемо очевидні перетворення

$$W = ia \ln(z - z_0) = ia \ln(re^{iq} - r_0 e^{iq}) = ia \ln(r - r_0) e^{iq} = ia \ln(r - r_0) + ia \ln e^{iq} = ia \ln(r - r_0) + ia iq = ia \ln(r - r_0) - aq \quad (2.143)$$

де a – постійна величина, $a = - \Gamma / 2\rho$;

r, r_0 – модуль функції комплексної змінної центрального та зміщеного вихору.

Після переходу від полярних координат до декартових

$$q = \arctg \frac{y - y_0}{x - x_0}; \quad r - r_0 = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (2.144)$$

отримаємо рівняння для визначення функції плоского вихору із зміщеним центром координат

$$j = - a \arctg \frac{y - y_0}{x - x_0}; \quad y = a \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (2.145)$$

Враховуючи вигляд рівнянь (2.145) визначимо структуру складових комплексного числа, яке визначає просторовий вихор із зміщеним центром координат. Використовуючи рівняння (2.122), (2.125) запишемо формули для визначення складових комплексного потенціалу просторової функції вихору із зміщеним центром координат

$$j = \frac{\Gamma}{4\rho} \arctg \frac{r - r_0}{z - z_0}; \quad (2.146)$$

$$y = - \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{(z - z_0)^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.147)$$

Враховуючи рівняння (2.146), (2.147) визначимо вигляд екіпотенціальних ліній та ліній течії в циліндричних координатах, вважаючи потік осесиметричним.

Функцію потенціалу швидкостей (рівняння (2.146) перепишемо у вигляді

$$q = \frac{4\rho j}{\Gamma} \quad (2.148)$$

Пряма 0_1A на графіку рисунка 2.23 а визначає еквіпотенціальну лінію циркуляційної течії в полярних координатах.

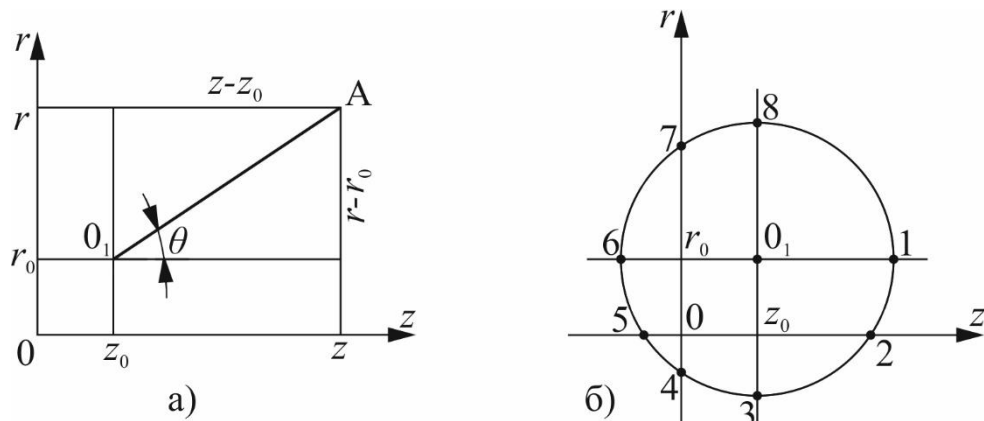


Рисунок 2.23 – Еквіпотенціальні лінії (а) та лінії течії (б) просторового вихору із двостороннім зміщенням центру координат.

Переходячи до декартових координат запишемо

$$\arctg \frac{r - r_0}{z - z_0} = \frac{4pj}{\Gamma} \quad (2.149)$$

Точка 0_1 з координатами r_0, z_0 відповідає зміщеному центру просторового вихору. Для побудови лінії течії просторового вихору перетворимо рівняння (2.147) до вигляду

$$z - z_0 = \sqrt{\frac{16p^2 y^2}{\Gamma^2} - (r - r_0)^2}; \quad (2.150)$$

$$r - r_0 = \sqrt{\frac{16p^2 y^2}{\Gamma^2} - (z - z_0)^2} \quad (2.151)$$

Лінія течії просторового вихору (рисунок 2.23 б) має вигляд кола із зміщеним центром координат. Визначимо координати характерних точок лінії течії в координатах $r0z$. Для точки 1 після підстановки в рівняння (2.150) значень $r = r_0$ запишемо

$$z = z_0 + \frac{4py}{\Gamma} \quad (2.152)$$

Аналогічний вираз отримаємо для координати z точки 6

$$z = z_0 - \frac{4py}{\Gamma} \quad (2.153)$$

Координату z для точок 2, 5 отримаємо після підстановки в рівняння значень $r = 0$

$$\text{точка 2: } z = z_0 + \sqrt{\frac{16\rho^2 y^2}{\Gamma^2} - r_0^2}; \quad (2.154)$$

$$\text{точка 5: } z = z_0 - \sqrt{\frac{16\rho^2 y^2}{\Gamma^2} - r_0^2} \quad (2.155)$$

Координати точок 3, 4, 7, 8 визначаємо з рівняння (2.151). Після підстановки в рівняння (2.151) значень $z = z_0$ отримаємо

$$r = r_0 \pm \frac{4\rho y}{\Gamma}, \quad (2.156)$$

де знак «+» відповідає точці 8, а знак «-» – точці 3. Після підстановки в рівняння (2.151) значень $z = 0$ запишемо

$$r = r_0 \pm \sqrt{\frac{16\rho^2 y^2}{\Gamma^2} - z_0^2}, \quad (2.157)$$

де знак «+» відповідає точці 7, а знак «-» – точці 4.

Аналіз рисунка 2.23 та рівнянь (2.148), (2.150), (2.151) дозволяє визначити характер зміщення центру координат просторового вихору, який може мати місце в струминних насосах. Зміщення центру вихору в горизонтальному напрямку (в площині рисунка) відповідає зміні відстані до камери змішування струминного насоса l_p . Координата z_0 , таким чином, для струминного насоса враховується величиною $l_p = z$ і в рівняннях (2.146), (2.147) можна приймати $z_0 = 0$. Зміщення центру вихору в напрямку осі z відбувається в площині, паралельній вхідному перерізу камери змішування. Даний випадок відповідає зміщенню проточної частини струминного насоса відносно осі бурильної колони. Рівняння комплексного потенціалу, таким чином, повинне містити величину r_0 , якщо струминний насос розміщений в свердловині ексцентрично.

Рівняння функцій потенціалу швидкостей та течії (формули (2.146), (2.147) у випадку зміщення центру вихору виключно в напрямку осі r мають вигляд

$$j = \frac{\Gamma}{4\rho} q = \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z}; \quad (2.158)$$

$$y = - \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.159)$$

Рівняння екіпотенціальної лінії враховуючи рівняння (2.158) має вигляд

$$q = \arctg \frac{r - r_0}{z} = \frac{4pj}{\Gamma} \quad (2.160)$$

Еквіпотенціальна лінія для вихору з одностороннім зміщенням показана на рисунку 2.24 а.

Для поверхонь лінії течії використовуючи рівняння (2.159) запишемо

$$z = \sqrt{\frac{16p^2 y^2}{\Gamma^2} - (r - r_0)^2} \quad (2.161)$$

Координати точок 1, 5 відповідають співвідношенню $r = r_0$ і становлять

$$z = \pm \frac{4py}{\Gamma}, \quad (2.162)$$

де знак «+» відповідає точці 1, а знак «-» – точці 5.

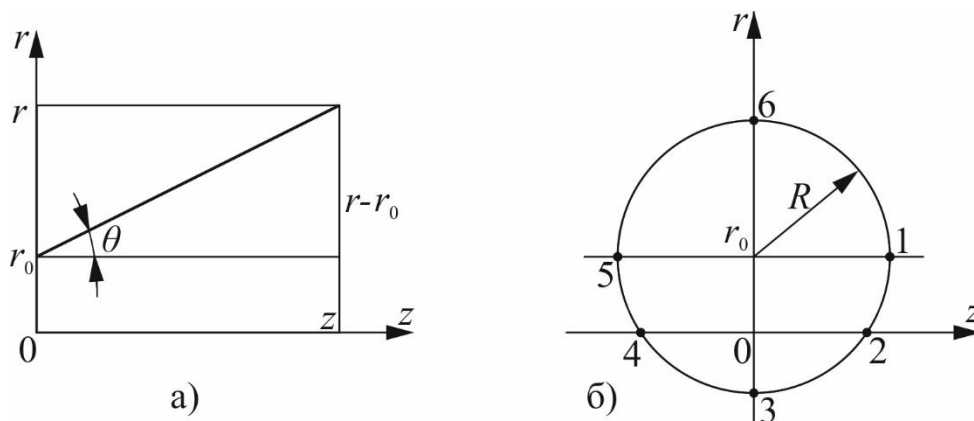


Рисунок 2.24 – Еквіпотенціальні лінії (а) та лінії течії (б) просторового вихору із одностороннім зміщенням його центру [44]

Координати точок 2, 4 визначаємо шляхом здійснення підстановки $r = 0$

$$z = \pm \sqrt{\frac{16p^2 y^2}{\Gamma^2} - r_0^2}, \quad (2.163)$$

де знак «+» відповідає точці 2, а знак «-» – точці 4.

Перепишемо рівняння (2.161) у вигляді

$$r - r_0 = \sqrt{\frac{16p^2 y^2}{\Gamma^2} - z^2} \quad (2.164)$$

Значення координати $z = 0$ визначає положення точок 3, 6. Після підстановки в рівняння (2.164) значення $z = 0$ отримаємо

$$r = r_0 \pm \frac{4py}{\Gamma}, \quad (2.165)$$

де знак «+» визначає координату точки 6, а знак «-» – координату точки 3.

Радіус кола, описаного лінією течії відповідно до рисунка 2.24 б визначається співвідношенням

$$R = \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.166)$$

Перевіримо умови аналітичності комплексної функції змінного просторового вихору. Визначимо компоненти циркуляційної швидкості використовуючи рівняння потенціалу швидкості (формула (2.158)) та функції течії (формула (2.159))

$$\begin{aligned} V_z &= \frac{\nabla j}{\nabla z} = \frac{\nabla}{\nabla z} \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\partial}{\partial \zeta} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\nabla}{\nabla z} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} = \\ &= \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\partial}{\partial \zeta} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{1 + \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta}} \frac{- (r - r_0)}{z^2} =; \\ &= - \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{r - r_0}{z^2 + (r - r_0)^2} \end{aligned} \quad (2.167)$$

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{\nabla j}{\nabla r} = \frac{\nabla}{\nabla r} \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\nabla}{\nabla r} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{\partial}{\partial \zeta} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta}, \\ \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta} &= \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{1 + \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{r - r_0}{z} \frac{\partial}{\partial \theta}} \frac{1}{z} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{z}{z^2 + (r - r_0)^2} \end{aligned} \quad ; \quad (2.168)$$

$$\begin{aligned} V_z &= \frac{1}{R} \frac{\nabla y}{\nabla r} = \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \frac{\nabla}{\nabla r} \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \frac{\partial}{\partial \theta} = \\ &= - \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{r - r_0}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \frac{\nabla}{\nabla r} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} = \end{aligned} \quad ; \quad (2.169)$$

$$\begin{aligned} &= - \frac{G}{4\rho \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{1}{2} (z^2 + (r - r_0)^2)^{-\frac{1}{2}} 2(r - r_0) \frac{\partial}{\partial \theta} = - \frac{G}{4\rho} \frac{r - r_0}{z^2 + (r - r_0)^2} \\ V_r &= - \frac{1}{R} \frac{\nabla y}{\nabla z} = - \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \frac{\nabla}{\nabla z} \frac{\partial}{\partial \zeta} \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \frac{\partial}{\partial \theta} = \\ &= \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \frac{\nabla}{\nabla z} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} = \\ &= \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \frac{1}{2} (z^2 + (r - r_0)^2)^{-0,5} \times 2z = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{z}{z^2 + (r - r_0)^2} \end{aligned} \quad (2.170)$$

Рівність компонентів швидкості визначених за формулами (2.167), (2.169) та (2.168), (2.170) свідчить про виконання умов Коши – Рімана, тобто про

аналітичність функції комплексного потенціалу із зміщеним центром вихору. Тоді результуюча швидкість циркуляційної течії із зміщеним вздовж вертикальної осі центром координат може бути визначена за формулою [44]

$$V = \left| \frac{w}{z} \right| = \sqrt{V_z^e + V_r^2} = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \quad (2.171)$$

Проаналізуємо характер залежності швидкості циркуляційної течії від величини зміщення центру вихору [44]. Значення максимальної швидкості циркуляційного потоку, яке відповідає величині координати $r=0$ у випадку нульового зміщення центру координат визначимо за формулою (2.138). Після підстановки координати $r=0$ отримаємо

$$V = \frac{\Gamma}{4\rho z} \quad (2.172)$$

У випадку зміщення центру координат аналогічну формулу отримаємо шляхом підстановки $r=0$ в рівняння (2.171)

$$V\Phi = \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} \quad (2.173)$$

З метою визначення впливу величини зміщення центру вихору на значення циркуляційної швидкості використовуючи рівняння (2.172), (2.173) запишемо співвідношення

$$\frac{V\Phi}{V} = \frac{1}{\sqrt{1 + (r_0/z)^2}} \quad (2.174)$$

Аналіз рівняння (2.174) свідчить про те, що визначене співвідношення швидкостей змінюється від $\frac{V\Phi}{V} = 1$, коли $r_0 = 0$ до $\frac{V\Phi}{V} = 0$, коли $r_0 = \infty$. Для побудови графічної залежності рівняння (2.174) запишемо у вигляді

$$\bar{V} = \frac{V\Phi}{V} = \frac{1}{\sqrt{1 + (e/l)^2}}, \quad (2.175)$$

де e – відносне зміщення центру вихору;

l – відносна відстань між центром вихору та камерою змішування.

Безрозмірні параметри рівняння (2.67) визначаються співвідношеннями

$$e = \frac{r_0}{r_p}; \quad l = \frac{z}{r_p},$$

де r_p – радіус робочої насадки.

Відповідно до побудованої за рівнянням (2.175) залежності відносна швидкість циркуляційної течії (рисунок (2.25)) обернено пропорційна зміщенню центру координат.

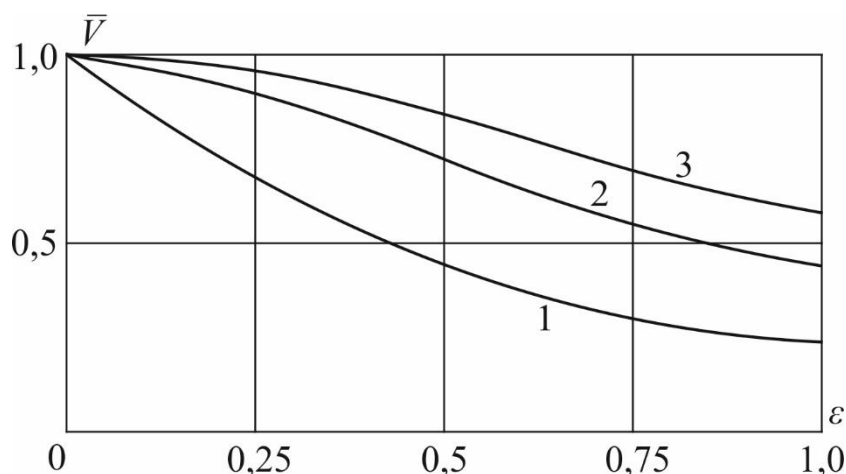


Рисунок 2.25 – Залежність максимальної циркуляційної швидкості від величини зміщення центру вихору для різних відстаней до камери змішування:

1 – 0,25; 2 – 0,5; 3 – 0,75

2.4 Моделювання радіально – циркуляційного потоку

Визначимо вигляд рівнянь, які характеризують гідродинаміку обертально-поступального руху робочого потоку [41]. Оскільки рівняння Лапласа, яке визначає рух потенціальних потоків, є лінійним, то сума двох його часткових розв'язків також буде розв'язком цього рівняння [181]. Накладання або суперпозиція радіальної та циркуляційної течії шляхом алгебраїчної суми їх комплексних потенціалів дозволяє отримати більш складний радіально-циркуляційний потік – вихоровиток. Функцію вихоровитку $W(z)_{r-c}$ отримаємо з врахуванням комплексних потенціалів радіальної $W(z)_r$ та циркуляційної $W(z)_c$ течій.

В загальному випадку проаналізуємо наступні співвідношення комплексних потенціалів радіального та циркуляційного потоків:

- 1) Течії з центрами витоку та вихору розміщеними в початку координат.

2) Для радіальної течії центр витоку співпадає з центром координат, а центр вихору циркуляційної течії зміщений в напрямку вертикальної осі.

3) Центри вихору та витоку мають одностороннє зміщення в напрямку вертикальної осі.

Визначимо вигляд рівняння комплексного потенціалу для вищезгаданих випадків.

1. Центр вихоровитоку розміщений в початку координат.

Для плоскої течії враховуючи рівняння комплексного потенціалу радіального (рівняння 2.36) та циркуляційного (рівняння (2.119)) потоків запишемо

$$\begin{aligned} W(z)_{r-c} &= W(z)_r + W(z)_c = \frac{\alpha Q}{2\pi} - \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{\partial}{\partial z} \ln z = j_{r-c} + iy_{r-c} = \\ &= (j_r + j_c) + i(y_r + y_c) = \frac{\alpha Q}{2\pi} \ln z + \frac{\Gamma}{2\pi} q \frac{\partial}{\partial z} + i \frac{\alpha Q}{2\pi} q - \frac{\Gamma}{2\pi} \ln z \frac{\partial}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.176)$$

Потенціал швидкостей комбінованого потоку j_{r-c} визначається алгебраїчним сумуванням потенціалу швидкостей радіального (рівняння (2.16)) та циркуляційного (рівняння (2.114)) потоків

$$j_{r-c} = \frac{Q}{2\pi} \ln r + \frac{\Gamma}{2\pi} q \quad (2.177)$$

Функція течії комбінованого потоку y_{r-c} визначається алгебраїчним сумуванням функцій течії радіального (рівняння (2.30)) та циркуляційного (рівняння (2.117)) потоків

$$y_{r-c} = \frac{Q}{2\pi} q - \frac{\Gamma}{2\pi} \ln z \quad (2.178)$$

Визначимо вигляд комплексного потенціалу просторового симетричного потоку. Потенціал швидкостей радіального та циркуляційного потоку визначається за рівняннями (2.40), (2.122). Шляхом сумування вищезгаданих рівнянь отримаємо формулу для визначення потенціалу швидкостей просторового вихоровитоку

$$j_{r-c} = -\frac{Q}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\pi} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} \quad (2.179)$$

Функцію течії визначаємо використовуючи рівняння (2.47), (2.125)

$$y_{r-c} = -\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} - \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + r^2} \quad (2.180)$$

Враховуючи рівняння (2.52), (2.129), (2.179), (2.180) отримаємо рівняння комплексного потенціалу комбінованого радіально-циркуляційного потоку

$$W(z)_{r-c} = \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} - i \frac{\alpha Q}{\epsilon 4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + r^2} \quad (2.181)$$

Швидкість комбінованого потоку визначаємо шляхом диференціювання функції комплексного потенціалу (рівняння (2.181)). Аналогічний результат може бути досягнутий шляхом сумування рівнянь швидкостей радіального (формула (2.65)) та циркуляційного (формула (2.138)) потоків

$$\frac{\partial W(z)_{r-c}}{\partial z} = \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{z^2 + r^2} + \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} \quad (2.182)$$

2. Радіально-циркуляційний потік з одностороннім зміщенням вихору. Для комбінованого потенціалу швидкостей просторового потоку враховуючи рівняння потенціалу швидкостей радіальної (формула 2.40)) та циркуляційної (формула (2.158)) течії запишемо

$$j_{r-c} = -\frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} \quad (2.183)$$

Функцію течії визначаємо використовуючи рівняння (2.47), (2.159)

$$y_{r-c} = -\frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} - \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.184)$$

Рівняння комплексного потенціалу отримаємо використовуючи формули (2.150), (2.151)

$$\begin{aligned} W(z)_{r-c} = & \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} - \\ & - i \frac{\alpha Q}{\epsilon 4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \end{aligned} \quad (2.185)$$

Швидкість результуючого потоку визначаємо враховуючи рівняння (2.65), (2.171)

$$\frac{\Re W(z)_{r-c}}{\Re z} = \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{z^2 + r^2} + \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \quad (2.186)$$

3. Радіально-циркуляційний потік із одночасним зміщенням витоку та вихору. Потенціал швидкостей просторової течії із зміщеним витокм та вихором отримаємо з використанням рівнянь (2.88), (2.158)

$$j_{r-c} = - \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r \pm r_0)^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{z - z_0}{z}, \quad (2.187)$$

де r_0 – зміщення витоку та вихору відповідно.

Знак « $\pm$ » перед величиною зміщення витоку r_0 (в рівнянні (2.187)) відповідає зміщенню витоку та вихору в одному напрямку відносно осі z , а знак « $+$ » – в протилежних напрямках, тобто вісь z знаходиться між центрами витоку та вихору. В загальному випадку виконується співвідношення $r_0^2 = r_0^2$.

Функцію просторової течії визначаємо алгебраїчним сумуванням рівнянь (2.89), (2.159)

$$y_{r-c} = - \frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r \pm r_0)^2}} - \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.188)$$

Рівняння комплексного потенціалу запишемо використовуючи формули (2.154), (2.155)

$$W(z)_{r-c} = \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r \pm r_0)^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} - i \frac{Q}{4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r \pm r_0)^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} \quad (2.189)$$

Швидкість асиметричного радіально-циркуляційного потоку враховуючи рівняння (2.98), (2.171) визначаємо за формулою

$$\frac{\Re W(z)_{r-c}}{\Re z} = \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{z^2 + (r \pm r_0)^2} + \frac{\Gamma}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \quad (2.190)$$

Лінії течії результуючого потоку отримаємо, як діагоналі гідродинамічної клітини утвореної лініями течії радіального та циркуляційного потоків (рисунки 2.26) враховуючи, що розміри гідродинамічної клітини можуть бути необмежено малими, ламана лінія течії результуючого потоку трансформується в плавну криву.

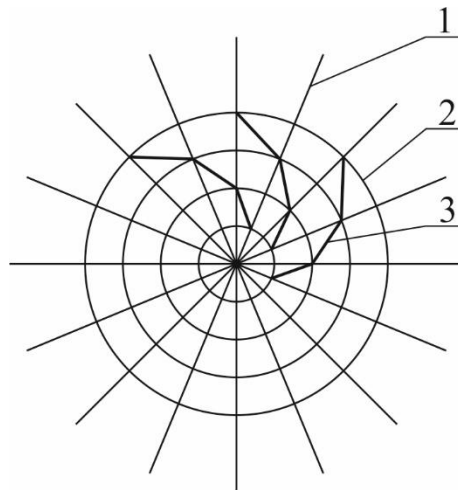


Рисунок 2.26 – Лінії течії радіального (1), циркуляційного (2) та радіально-циркуляційного (3) потоку.

2.5 Моделювання інжектowanego потоку

Інжектований потік моделюємо у вигляді плоскопаралельної однорідної прямолінійної течії з постійною швидкістю. Враховуючи потенціальність потоку компоненти швидкості можна визначити шляхом диференціювання функції потенціалу швидкостей. Для декартової системи координат запишемо

$$V_x = \frac{\partial j}{\partial x}; \quad V_y = \frac{\partial j}{\partial y} \quad (2.191)$$

Тоді рівняння повного диференціалу потенціалу швидкостей матиме вигляд

$$dj = \frac{\partial j}{\partial x} dx + \frac{\partial j}{\partial y} dy, \quad (2.192)$$

а після інтегрування отримаємо

$$j = V_x x + V_y y \quad (2.193)$$

В загальному випадку, якщо вісь x співпадає за напрямком з вектором швидкості, то

$$V_y = 0 \quad \text{тоді} \quad j = V_x x = ax \quad (2.194)$$

Враховуючи ортогональність екіпотенціальних ліній та ліній течії рівняння функції течії матиме вигляд

$$y = ay \quad (2.195)$$

Враховуючи, що $W = j + iy$ визначимо комплексний потенціал плоскопаралельної течії, який визначає рух інжектowanego потоку

$$W = az = ax + ai y = (x + i y) \quad (2.196)$$

Множник « a » рівняння (2.196) визначає орієнтацію гідродинамічної сітки по відношенню до прийнятої системи координат і в загальному випадку може приймати дійсне, уявне та комплексне значення. Попереднім аналізом рівняння комплексного потенціалу встановлено, що характер течії інжектowanego потоку відповідає дійсному множнику рівняння (2.196). Еквіпотенціальні лінії плоскопаралельного потоку паралельні осі y , а лінії течії – осі x . Враховуючи потенціальність потоку параметри інжектowanej течії відповідають умовам Коші – Рімана

$$V_x = \frac{\Re j}{\Re x} = \frac{\Re y}{\Re y} = a; \quad V_y = \frac{\Re j}{\Re y} = - \frac{\Re y}{\Re x} = 0 \quad (2.197)$$

Вектор швидкості плоскопаралельного потоку, таким чином, співпадає за напрямом з лініями течії. Тиск у всіх точках такого потоку внаслідок сталості швидкості буде незмінним.

Визначимо вигляд рівняння комплексного потенціалу просторового потоку. Для осесиметричного потоку використовуючи циліндричну систему координат отримаємо рівняння для визначення радіальної V_r та осьової V_z швидкості однорідної течії

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{\Re j}{\Re r} = - \frac{1}{r} \frac{\Re y}{\Re z} = 0; \\ V_z &= \frac{\Re j}{\Re z} = \frac{1}{r} \frac{\Re y}{\Re r} = V_{\text{ж}}, \end{aligned} \quad (2.198)$$

звідки з точністю до постійної визначаємо потенціал швидкості та функцію течії

$$\begin{aligned} j &= V_{\text{ж}} z; \\ y &= \frac{1}{2} V_{\text{ж}} r^2 \end{aligned} \quad (2.199)$$

Величина $V_{\text{ж}}$ в рівняннях (2.198), (2.199) визначає значення постійної швидкості спрямованої вздовж осі z . Враховуючи рівняння (2.199) запишемо формулу для визначення комплексного потенціалу симетричного потоку

$$W(z) = V_{\text{ж}} z + \frac{i}{2} V_{\text{ж}} r^2 \quad (2.200)$$

Використовуючи формули (2.199) запишемо рівняння еквіпотенціальних ліній та ліній течії осесиметричного потоку.

$$\begin{aligned} z &= \frac{j}{V_{\infty}}; \\ r &= \frac{\psi}{V_{\infty}} \end{aligned} \quad (2.201)$$

Рівняння (2.201) визначають параметри гідродинамічної сітки (рисунок 2.27) з еквіпотенціальними лініями паралельними осі r та лініями течії паралельними осі z .

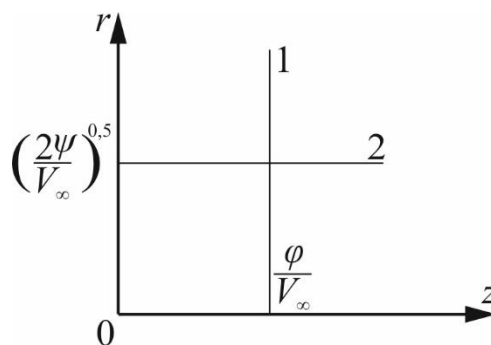


Рисунок 2.27 – Гідродинамічна сітка симетричного однорідного потоку:

1 – еквіпотенціальна лінія; 2 – лінія течії

2.6 Моделювання змішаного потоку

2.6.1 Визначення границі розмежування однорідного та радіально – циркуляційного потоку

Змішаний потік моделюємо у вигляді комбінації радіальної, циркуляційної та однорідної осесиметричної течії [183], [190].

Розглянемо характер взаємної орієнтації ліній течій, який виникає при накладанні однорідної течії на радіально-циркуляційний потік. В однорідному потоці, який рухається з швидкістю V_i в напрямку зліва направо (рисунок 2.28) в центрі циліндричної системи координат (точка 0) розміщений вихоровиток з витратою Q та циркуляцією Γ . Вихоровиток генерує потік, швидкість якого становить V_p . Визначимо положення лінії течії, яка відокремлює внутрішній робочий потік від зовнішнього інжектованого потоку. Струминка внутрішнього робочого потоку, що виходить з точки 0 і рухається у горизонтальному напрямку праворуч зустрічає протилежно спрямовану струминку однорідної течії.

Враховуючи, що швидкість рідини в однорідному потоці у всіх точках є постійною, а швидкість у внутрішньому полі зменшується при віддаленні від вихоровитоку, то ліворуч від центру координат повинна існувати точка (точка А на рис.2.28), для якої ці швидкості будуть однакові за величиною.

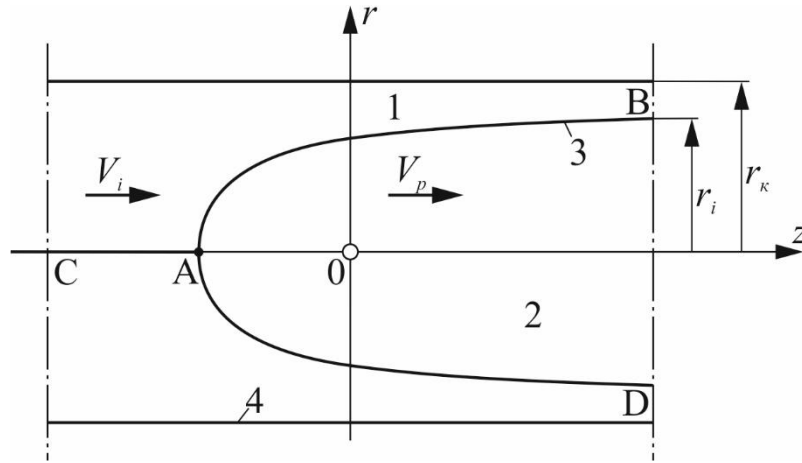


Рисунок 2.28 – Накладання однорідної течії на радіально-циркуляційний потік: 1 – зовнішня (інжектвана) течія; 2 – внутрішній (робочий) потік; 3 – лінія розмежування потоків; 4 – камера змішування

Лінія течії СА виходить з нескінченості і в точці А розгалужується на лінії течії АВ і АД. Оскільки в точці розгалуження (т. А) швидкість течії не повинна мати розривів за напрямком, ця точка є критичною і швидкість в ній дорівнює нулю. В точці А має місце гальмування результуючого потоку, який після розгалуження огинає центр вихоровитоку симетрично відносно осі потоку. При цьому лінія течії BAD, яка проходить через точку розгалуження потоку, відокремлює рідину, що виходить з вихоровитоку від рідини, що надходить із нескінченості. Зовнішня та внутрішня складова змішаного потоку деформуються але залишаються відокремленими. Конфігурація лінії течії, що проходить через критичну точку комбінованого потоку визначається виглядом характеристичної функції потенціальної течії.

В процесі визначення структури рівняння характеристичної функції враховуємо, що сума часткових розв'язків рівняння Лапласа внаслідок лінійності також є його розв'язком. Комплексний потенціал комбінованого потоку визначаємо у вигляді

$$W(z) = j(z, r) + y(z, r) \quad (2.202)$$

враховуючи відповідні рівняння записані для складових елементарних потоків.

Для змішаного потоку з витоком і вихором розміщеними в центрі координат використовуємо рівняння комплексного потенціалу робочої (формула 2.52), циркуляційної (формула 2.129) та інжектованої (формула 2.200) течії. Шляхом алгебраїчного сумування відповідних потенціалів швидкостей та функцій течії

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{n=3} j_i &= j_1 + j_2 + j_3; \\ \sum_{i=1}^{n=3} y_i &= y_1 + y_2 + y_3 \end{aligned} \quad (2.203)$$

отримаємо рівняння характеристичної функції із симетричним розміщенням витоку та вихору

$$\begin{aligned} W(z) &= \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r}{z} + V_{\text{в}} z - \\ &- i \frac{\alpha Q}{\epsilon 4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + r^2} - \frac{1}{2} V_{\text{в}} r^2 \end{aligned} \quad (2.204)$$

Вирази в дужках рівняння (2.204) визначають відповідно потенціал швидкостей та функцію течії змішаного потоку.

Для побудови характеристичної функції з одностороннім зміщенням вихору та симетричним розміщенням витоку використовуємо рівняння комплексного потенціалу симетричної радіальної течії (формула 2.52), асиметричної циркуляційної течії (формула (2.158), (2.159)) та однорідної течії (формула (2.200))

$$\begin{aligned} W(z) &= \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{Q}{4\rho} \frac{1}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \operatorname{arctg} \frac{r - r_0}{z} + V_{\text{в}} z - \\ &- i \frac{\alpha Q}{\epsilon 4\rho} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} + \frac{\Gamma}{4\rho} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} - \frac{1}{2} V_{\text{в}} r^2 \end{aligned} \quad (2.205)$$

Характеристичну функцію змішаної течії із одночасним одностороннім зміщенням вихору та витоку визначаємо використовуючи відповідне рівняння комплексного потенціалу радіально-циркуляційного потоку (формула (2.156)) та однорідного потоку (формула (2.200))

$$W(z) = \frac{Q}{4p} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r \pm r_0)^2}} + \frac{\Gamma}{4p} \arctg \frac{r - r_0}{z} + V_{\#} z - i \frac{Q}{4p} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r \pm r_0)^2}} + \frac{\Gamma}{4p} \sqrt{z^2 + (r - r_0)^2} - \frac{1}{2} V_{\#} r^2 \quad (2.206)$$

Функція $W = j + iy$ визначається з точністю до постійної складової $C = C_1 + C_2 + C_3$, яку можна підібрати так, щоб $W(z)$ дорівнювала нулю в точці А. Тоді в цій точці потенціал швидкостей дорівнює нулю $j = 0$, а функція течії дорівнює нулю $y = 0$ не тільки в цій точці, але і вздовж всієї розгалуженої лінії течії ВAD. Для симетричного розміщення вихоровитоку враховуючи характеристичну функцію (2.204) запишемо рівняння лінії течії ВAD

$$y = -\frac{Q}{4p} \frac{z}{\sqrt{z^2 + r^2}} - \frac{\Gamma}{4p} \sqrt{z^2 + r^2} + \frac{1}{2} V_{\#} r^2 = 0 \quad (2.207)$$

Проаналізуємо положення нульової лінії течії після здійснення підстановок $Q = Q_p$; $z = l_p$; $r = r_i$; $V_i = V_{\#} = \frac{Q_i}{p(r_{\kappa}^2 - r_i^2)}$; $\Gamma = 2ws = p^2 n d_{\kappa}^2$

$$\frac{Q_p}{4p} \frac{l_p}{\sqrt{l_p^2 + r_i^2}} + p n r_{\kappa}^2 \sqrt{l_p^2 + r_i^2} - \frac{Q_i r_i^2}{2p(r_{\kappa}^2 - r_i^2)} = 0 \quad (2.208)$$

Швидкість інжектowanego потоку V_i визначаємо в зазорі між нульовою лінією течії та стінкою камери змішування.

У випадку нульової швидкості обертання бурильної колони ($n=0$) рівняння (2.208) приймає вигляд

$$\frac{Q_p}{4p} \frac{l_p}{\sqrt{l_p^2 + r_i^2}} - \frac{Q_i r_i^2}{2p(r_{\kappa}^2 - r_i^2)} = 0 \quad (2.209)$$

В граничному випадку, коли відстань між витоком та вхідним перерізом камери змішування прямує до нескінченності $l_p = \infty$ радіус нульової лінії течії може бути визначений співвідношенням

$$r_i = \frac{r_{\kappa}}{\sqrt{1 + 2i}} \quad (2.210)$$

Останній вираз отриманий після підстановки в рівняння (2.209) значення відстані $l_p = \infty$ та коефіцієнта інжекції $i = Q_i / Q_p$. Радіус нульової лінії течії в

нескінченості, таким чином, асимптотично наближається до радіуса камери змішування. Положення точки А (рисунок 2.28) для випадку ($n=0$) може бути визначене з рівняння рівності зустрічних швидкостей інжектованого та робочого потоку

$$V_i = V_p$$

або

$$\frac{Q_i}{pr_\kappa^2} = \frac{Q_p}{4p} \frac{1}{l_p^2 + r_i^2}, \quad (2.211)$$

де швидкість робочого потоку визначена за формулою (2.65).

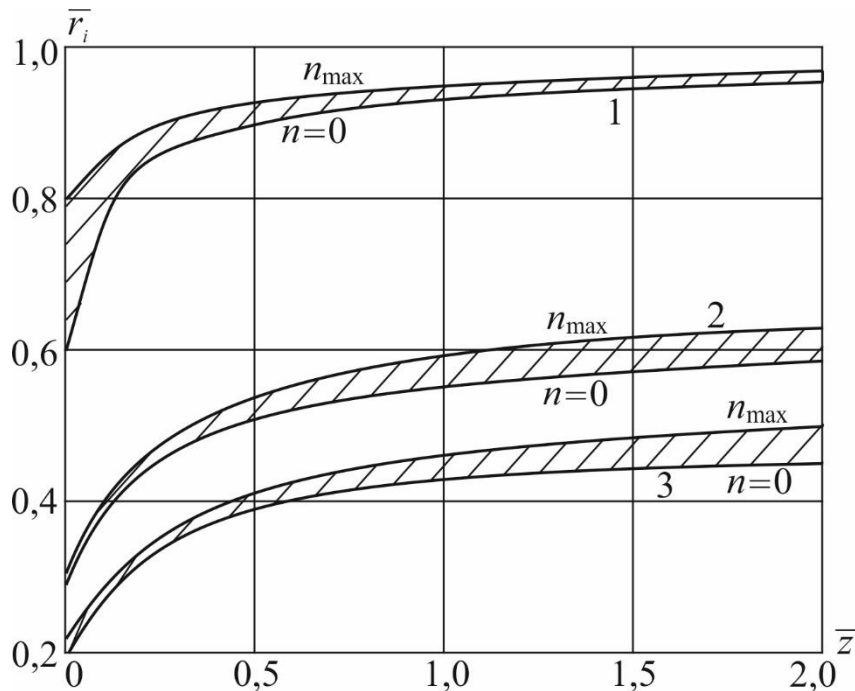


Рисунок 2.29 – Границя розмежування інжектованого та робочого потоків для різних швидкостей обертання бурильної колони (n) та коефіцієнта інжекції (i):

$$1 - i = 0,05; 2 - i = 1,0; 3 - i = 2,0$$

Враховуючи, що точка А знаходиться на осі z після підстановки в рівняння (2.211) значення радіуса $r_i=0$ отримаємо

$$\frac{Q_i}{pr_\kappa^2} = \frac{Q_p}{4pl_p^2}, \quad (2.212)$$

звідки $l_p = \frac{r_\kappa}{2\sqrt{i}}.$

Конфігурація нульової лінії течії в напрямку осі симетрії приведена на рисунку 2.29. В процесі побудови даної залежності використані безрозмірні

координати: відносний радіус $\bar{r}_i = r_i / r_k$ та відносна горизонтальна координата $\bar{z} = z / r_k$.

Заштриховане поле на характеристиках $\bar{r}_i = f(\bar{z})$ визначає сукупність значень безрозмірних радіусів, які характеризують границі розмежування зовнішнього та внутрішнього потоків. Характер отриманих залежностей свідчить про асимптотичне наближення границі розмежування потоків до стінок камери змішування: при $z \rightarrow \infty, r_i \rightarrow r_k$. Для побудови узагальнених характеристик використовуємо поняття відносного радіуса робочого струменя

$$\bar{r}_i = \frac{r_i^{(n)}}{r_i^{(n=0)}},$$

де $r_i^{(n)}$ – радіус робочого струменя, який обертається з частотою n ;

$r_i^{(n=0)}$ – радіус робочого струменя для нульової частоти обертання бурильної колони.

Мінімальне значення відносного радіуса $\bar{r}_i = 1$ має місце для нерухомої бурильної колони $n=0$.

Аналогічний вплив на величину відносного радіуса має зміна коефіцієнта інжекції струминного насоса (рисунок 2.31).

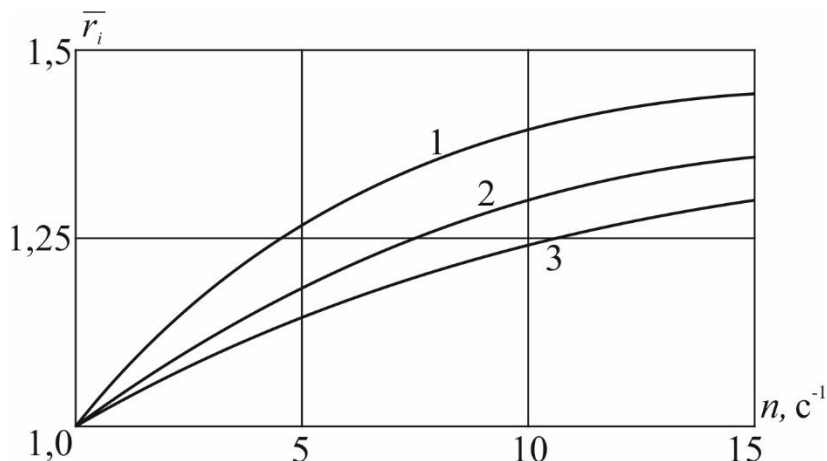


Рисунок 2.30 – Залежність радіуса робочого струменя від частоти обертання бурильної колони для різної продуктивності бурового насоса: 1 – $Q_p = 15$ л/с;

2 – $Q_p = 20$ л/с; 3 – $Q_p = 25$ л/с

Залежність радіуса робочого струменя від частоти обертання бурильної колони має параболічний характер (рисунок 2.30), причому зростання

продуктивності бурового насоса зменшує вплив циркуляційного руху радіальної течії на характеристику струминного насоса.

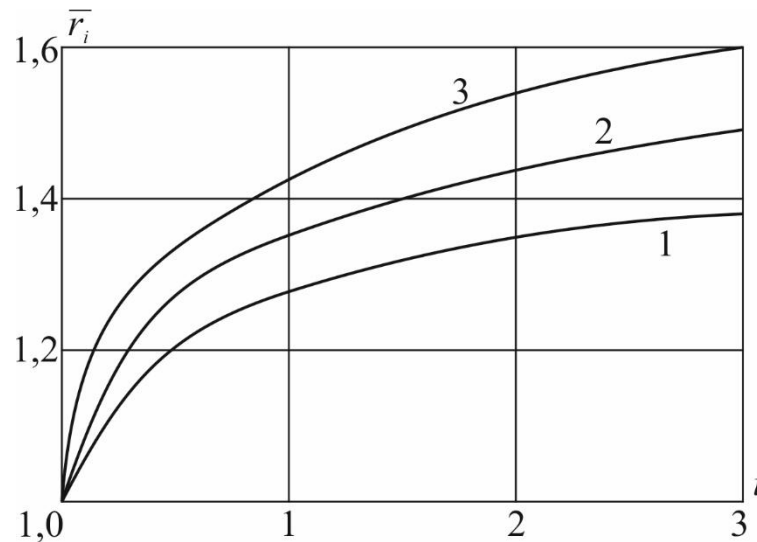


Рисунок 2.31 – Залежність радіуса робочого струменя від коефіцієнта інжекції та радіуса камери змішування: 1 – $r_k = 0,03$ м; 2 – $r_k = 0,035$ м; 3 – $r_k = 0,04$ м

Залежність радіуса робочого струменя від коефіцієнта інжекції підсилюється при зростанні радіуса камери змішування струминного насоса.

2.6.2 Дослідження розподілу швидкостей у змішаному потоці

На основі аналізу структури течії та фізичного змісту процесу в камері змішування струминного насоса (рисунок 2.32) відповідно до отриманого розподілу кінематичних параметрів в робочому (рівняння 2.62) та інжектваному (рівняння 2.198) потоках з врахуванням умов переходу швидкостей на границі їх розмежування використана двошарову модель змішаного потоку у вигляді

$$\text{Область } S_1 : r_k \leq r \leq r_i; \quad V = V_i; \quad (2.213)$$

$$\text{Область } S_2 : 0 \leq r \leq r_i; \quad V = V_i + V(r)DV; \quad (2.214)$$

$$V(r) = 1 - h^3; \quad h = \frac{r}{r_i}; \quad DV = V_{p0} - V_i$$

Область S_1 , має форму (рисунок 2.32) параболоїда обертання, зовнішня поверхня якого обмежена камерою змішування з радіусом r_k , а внутрішня є конічною з твірною у вигляді границі робочого струменя радіуса r_i . Враховуючи прийняту модель інжектваного потоку в області S_1 зберігається постійна величина швидкості інжектваного потоку $V_i = \text{const}$ (рівняння 2.213), тобто профіль швидкостей є рівномірним.

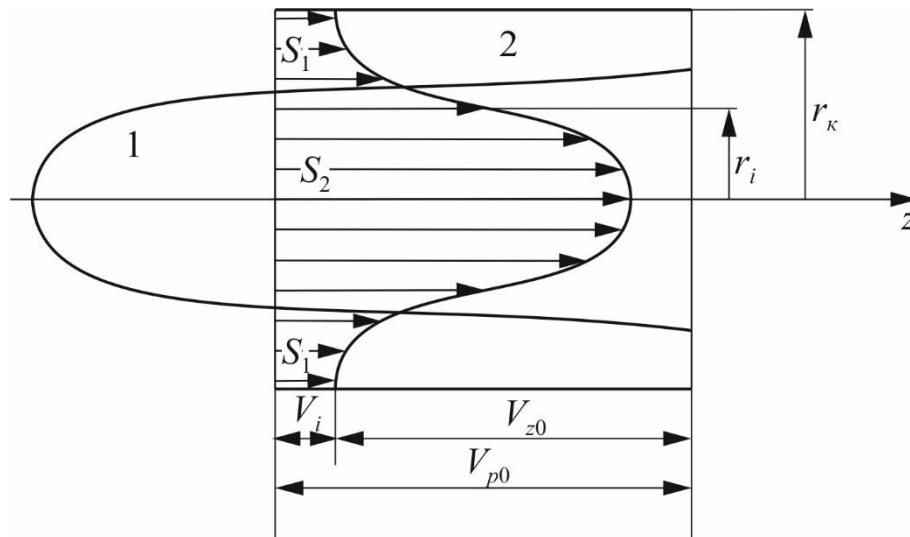


Рисунок 2.32 – Профіль швидкостей змішаного потоку: 1 – границя робочого струменя; 2 – камера змішування

Профіль швидкостей в області S_2 визначимо функцією

$$V(r) = 1 - h^3, \quad (2.215)$$

безрозмірний параметр r_i якої визначається співвідношенням поточного радіуса r та радіуса струменя r_i : $h = r/r_i$. Для запобігання розриву величини швидкості на границі областей, тобто усунення скачкоподібної зміни кінематичних параметрів при переході від робочого до інжектованого потоку епюра швидкостей внутрішнього потоку зсунута в напрямку вихідного перерізу камери змішування на величину V_i .

Перевіримо умову збереження швидкості потоку рідини на границі розмежування областей, які відповідають радіусу струменя r_i . Після підстановки в рівняння (2.215) значення радіуса $r = r_i$ отримаємо

$$r = r_i; h = 1; V(r) = 0; V = V_i,$$

тобто прийнятий профіль швидкостей забезпечує безступінчастий перехід кінематичних параметрів на границі розмежування областей.

Після підстановки в рівняння (2.214) значення радіуса струменя $r = 0$ отримаємо величину максимальної швидкості робочого потоку, яка відповідає швидкості руху рідини на осі z (рисунок 2.33)

$$r = 0; h = 0; V(r) = 1; V = V_{p0}$$

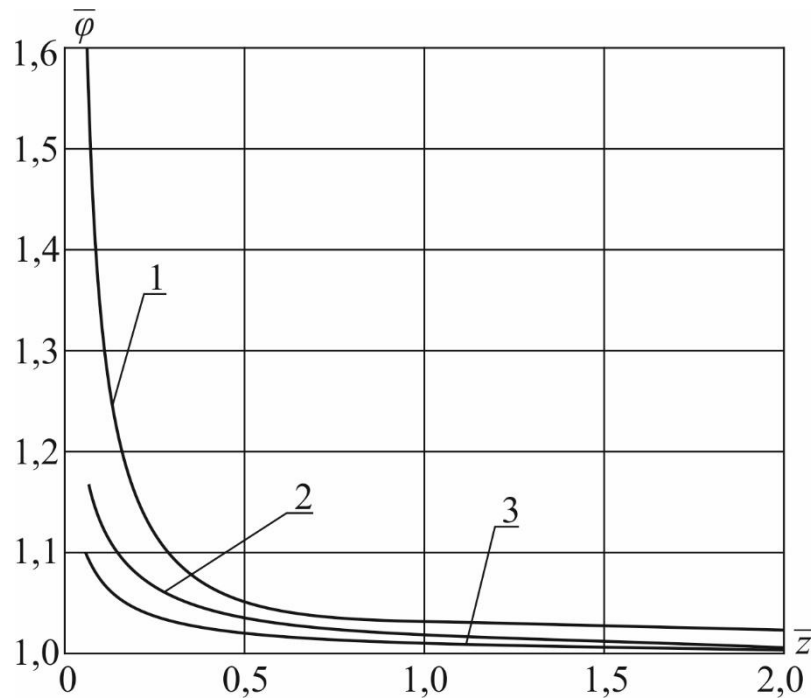


Рисунок 2.33 – Залежність коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей від відстані між робочою насадкою і камерою змішування для різних значень коефіцієнта інжекції: 1 – $i = 0,05$; 2 – $i = 1,0$; 3 – $i = 2,0$.

Визначимо вигляд рівняння для розрахунку коефіцієнтів нерівномірності розподілу швидкостей у змішаному потоці.

Витрату рідини в області S_1 визначаємо використовуючи циліндричні координати $dS = 2\pi r dr$

$$Q_1 = \int_{S_1} \partial V_i dS = 2\pi \int_{r_i}^{r_k} p V_i \partial r dr = p V_i (r_k^2 - r_i^2) \quad (2.216)$$

Послідовність визначення витрати потоку в області S_2 має вигляд

$$\begin{aligned} Q_2 &= \int_{S_2} \partial(V_i + V(r)DV) dS = \int_{S_2} \partial V_i ds + \int_{S_2} \partial V(r) DV dS ; \\ Q_2 &= \int_{S_2} \partial V_i dS = 2\pi \int_0^{r_i} p V_i \partial r dr = p V_i r_i^2 ; \\ Q_2 &= \int_{S_2} \partial V(r) DV dS = \int_{S_2} \partial \left(1 - \frac{3}{4} \frac{r^3}{r_i^3} \right) (V_{p0} - V_i) dS = \\ &= (V_{p0} - V_i) \int_0^{r_i} 2\pi \partial r - \frac{2\pi}{r_i^3} \int_0^{r_i} r^4 \partial r = \frac{3}{5} \pi r_i^2 (V_{p0} - V_i) \end{aligned} \quad (2.217)$$

Тоді витрата в області S_2 може бути визначена за формулою

$$Q_2 = Q_1 + Q_2 = \rho V_i r_i^2 + \frac{3}{5} \rho r_i^2 (V_{p0} - V_i) \quad (2.218)$$

Сумарну витрату змішаного потоку визначаємо використовуючи рівняння (2.216), (2.218)

$$Q = Q_1 + Q_2 = \rho V_i (r_k^2 - r_i^2) + \frac{2}{5} \rho r_i^2 V_i + \frac{3}{5} \rho r_i^2 V_{p0} \quad (2.219)$$

Середня швидкість змішаного потоку може бути визначена за формулою

$$V_{сеп} = \frac{Q}{\rho r_k^2} = \frac{V_i (r_k^2 - r_i^2)}{r_k^2} + \frac{2}{5} \frac{V_i r_i^2}{r_k^2} + \frac{3}{5} \frac{V_{p0} r_i^2}{r_k^2} \quad (2.220)$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей визначаємо враховуючи рівняння (2.214)

$$j = \frac{V_{сеп}}{V_{p0}} = \frac{V_{сеп}}{V_i + V_{z0}}, \quad (2.221)$$

де швидкість радіального потоку на осі z ($r=0$) визначається рівнянням (2.68).

Використовуючи рівняння (2.220), (2.221), (2.68) та співвідношення

$$V_i = \frac{Q}{\rho (r_k^2 - r_i^2)}; i = \frac{Q_i}{Q_p} \quad (2.222)$$

остаточно отримаємо

$$j_2 = 0,6 \frac{r_i^2}{r_k^2} + \frac{0,667}{1 + \frac{r_k^2 - r_i^2}{4l_p^2}} + 2,5 \frac{r_k^2 - r_i^2}{r_i^2} \quad (2.223)$$

Визначимо справедливість отриманого рівняння шляхом визначення граничних значень коефіцієнта j_2 . При прямуванні відстані l_p до безмежності $l_p \rightarrow \infty$, радіус струменя прямує до радіуса камери змішування $r_i \rightarrow r_k$, а коефіцієнт нерівномірності приймає значення $j_2=1$. Такий характер впливу складових елементів рівняння (2.223) на значення коефіцієнта нерівномірності відповідає фізичному змісту процесу трансформації профілю швидкостей. Визначимо вплив відстані між робочою насадкою та камерою змішування на нерівномірність розподілу профілю швидкостей. Для аналізу процесу та вибору раціональної геометрії використовуємо безрозмірні співвідношення

$$\bar{j}_2 = \frac{j_n}{j_0}; \quad \bar{z} = \frac{l_p}{r_k},$$

де j_n, j_0 – коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей відповідно для максимальної $n = n_{\max}$ та мінімальної $n=0$ швидкості обертання бурильної колони.

Дослідження впливу відстані до камери змішування на розподіл швидкостей отримане для таких значень параметрів, що входять в рівняння (2.223): $Q_p = 0,02$ м³/с; $r_k = 0,02$ м; $n_{\max} = 12$ с⁻¹; $Q_i = 0,001$ м³/с, 0,02 м³/с, 0,04 м³/с.

Залежності $\bar{j} = f(\bar{z})$ мають гіперболічний характер (рисунок 2.33), причому більший вплив обертального руху бурильної колони виявляється для малих значень коефіцієнтів інжекції струминного насоса. Враховуючи, що зростання коефіцієнта f відповідає зменшенню нерівномірності, можна стверджувати про те, що обертання бурильної колони сприяє вирівнюванню профілю швидкості. Із збільшенням відстані до робочої насадки відбувається зменшення впливу обертання бурильної колони на характер розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса при його обертанні в свердловині разом з бурильною колоною.

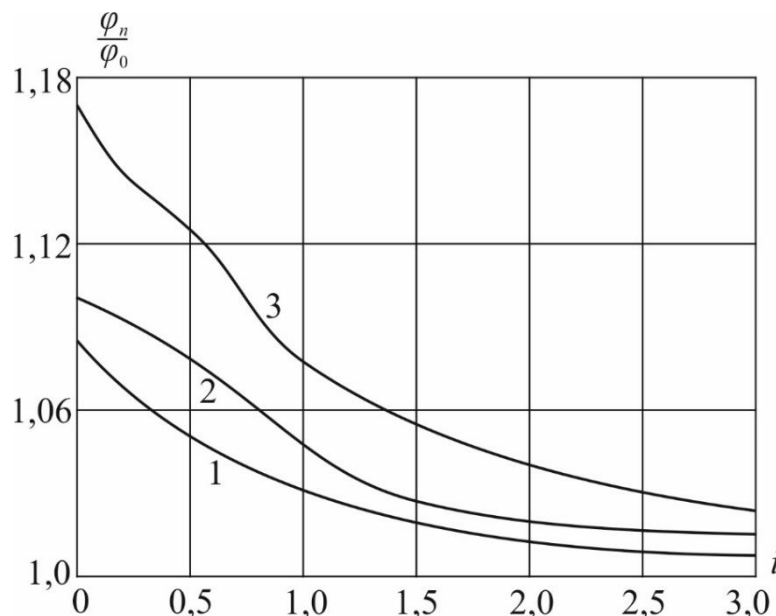


Рисунок 2.34 – Залежність відносного коефіцієнта нерівномірності від коефіцієнта інжекції для різних радіусів камери змішування: 1 – $r_k = 0,03$ м;

2 – $r_k = 0,035$ м; 3 – $r_k = 0,04$ м

При зростанні величини коефіцієнта інжекції та витрати інжектowanego потоку має місце вирівнювання профілю швидкостей та зростання абсолютних значень коефіцієнта нерівномірності. Відносна величина коефіцієнта інжекції при цьому зменшується (рисунок 2.34).

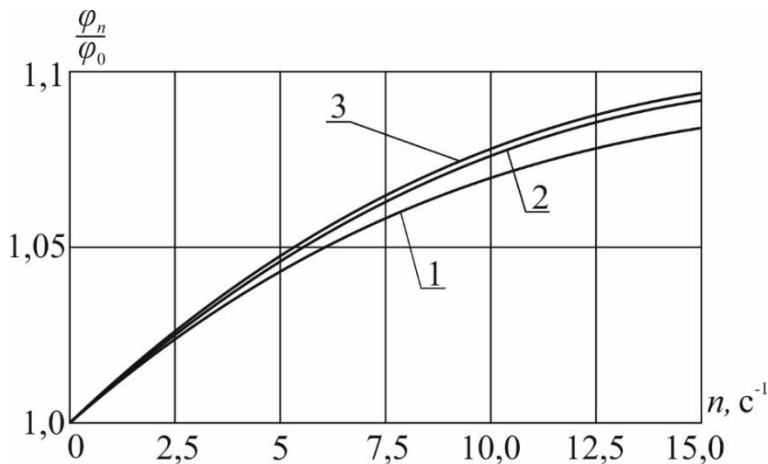


Рисунок 2.35 – Залежність відносного коефіцієнта нерівномірності від частоти обертання бурильної колони для різних витрат робочого потоку: 1 – $Q_p = 15$ л/с;

$$2 - Q_p = 20 \text{ л/с}; 3 - Q_p = 25 \text{ л/с}$$

Збільшення радіуса камери змішування сприяє зростанню відносного коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей змішаного потоку свердловинного струминного насоса під час його рівномірного обертання. Значення частоти обертання бурильної колони має прямопропорційний зв'язок з величиною відносного коефіцієнта нерівномірності (рисунок 2.35). Обертання бурильної колони сприяє більш рівномірному розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса, внаслідок чого відбувається зростання абсолютних та відносних значень коефіцієнтів нерівномірності.

2.7 Дослідження характеристики струминного насоса при обертанні змішуваних потоків

Визначимо вигляд напірної та енергетичної характеристики свердловинної ежекційної системи при наявності замкненої циркуляції робочого, інжектowanego та змішаного потоків в проточній частині струминного насоса, викликаній обертанням бурильної колони. Вплив наявності обертання бурильної колони необхідно встановити шляхом порівняння характеристики ежекційної системи,

отриманої для випадку її обертання в свердловині з характеристикою, яка відповідає нерухомому струминному насосу.

В процесі досліджень розглянемо характеристики ежекційних систем, які використовують при реалізації окремих технологічних процесів в нафтогазовій промисловості. Характеристика струминного насосу, визначалась за формулою [183]

$$h = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{1}{j_2^2} + \frac{1}{j_4^2} \frac{f_{p1}}{f_{i2}} i^2 - (2 - j_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1+i)^2 \quad (2.224)$$

де h – відносний напір струминного насосу;

f_{p1} – площа робочого потоку у вихідному перерізі робочої насадки;

f_3 – площа перерізу камери змішування;

f_{i2} – площа інжектowanego потоку у вихідному перерізі камери змішування;

j_1, j_2, j_3, j_4 – коефіцієнти швидкостей в характерних перерізах струминного насосу;

i – коефіцієнт потоку струминного насосу.

Вплив обертання бурильної колони визначається величиною коефіцієнта j_2 , який входить в рівняння характеристики струминного насосу і розраховується за формулою (2.223) [45].

Для високонапірних струминних насосів з геометричним параметром $K_{CH}=2$, $K_{CH}=3$ характеристика ежекційної системи визначається системою рівнянь [37]

$$h = f_1^2 \frac{f_{p1}}{f_{p3}} \frac{1}{j_2^2} + 2f_2 \frac{f_{p1}}{f_{i2}} i^2 - (2 - f_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1+i)^2 - \frac{DP_K}{DP_p}; \quad (2.225)$$

$$\frac{DP_K}{DP_p} = \frac{\frac{f_1^2}{f_4^2} i^2}{\frac{1}{f_3} - \frac{1}{f_{p1} \sqrt{1 + \frac{DP_K}{DP_p}}}} \quad (2.226)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{p2}} = \sqrt{1 + \frac{DP_K}{DP_p}}; \quad (2.227)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{i2}} = \frac{1}{\frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{f_{p2}}{f_{p1}}}, \quad (2.228)$$

де f_{p2} – площа робочого потоку у вхідному перерізі камери змішування;

DP_k – перепад тиску в інжектіваному потоці на шляху до вхідного перерізу камери змішування;

DP_p – різниця тисків робочого та інжектіваного потоків.

При застосуванні газорідинних струминних апаратів [36] інжектіваний потік є стисливим середовищем. Тоді в структурі рівняння (2.224) відсутня друга складова і напірна характеристика струминного апарата набуває вигляду

$$h = \frac{j_1^2}{K_{ch}} \left(2j_2 - \left(2 - j_3^2 \right) \frac{(1+i)^2}{K_{ch}} \right) \quad (2.229)$$

Характерними особливостями даного рівняння є його граничні випадки, які визначають граничний напір [36], який створює ежекційна система

$$h_{\max} = \frac{j_1^2}{K_{ch}} \left(2j_2 - \left(2 - j_3^2 \right) \frac{(1+i)^2}{K_{ch}} \right) \quad (2.230)$$

та максимальний коефіцієнт потоку

$$i_{\max} = \sqrt{\frac{2j_2 K_{ch}}{2 - j_3^2}} - 1 \quad (2.231)$$

Напірні характеристики струминного насоса, основний геометричний параметр якого становить K_{ch} , приведені на рисунку 2.36 а. Суцільною лінією показана залежність для частоти обертання струминного насоса $n=12 \text{ с}^{-1}$, а пунктирною – для нерухомого насоса. Порівняльний аналіз напірних характеристик демонструє зростання напору струминного насоса викликане обертанням бурильної колони, що пояснюється додатковою дією на інжектіваний потік відцентрованих сил. Напірні характеристики $h = f(i)$ за допомогою рівняння

$$h = \frac{hi}{1 - h} \quad (2.232)$$

перетворені в залежність для ККД струминного насоса $h = f(i)$ (рисунк 2.36 б).

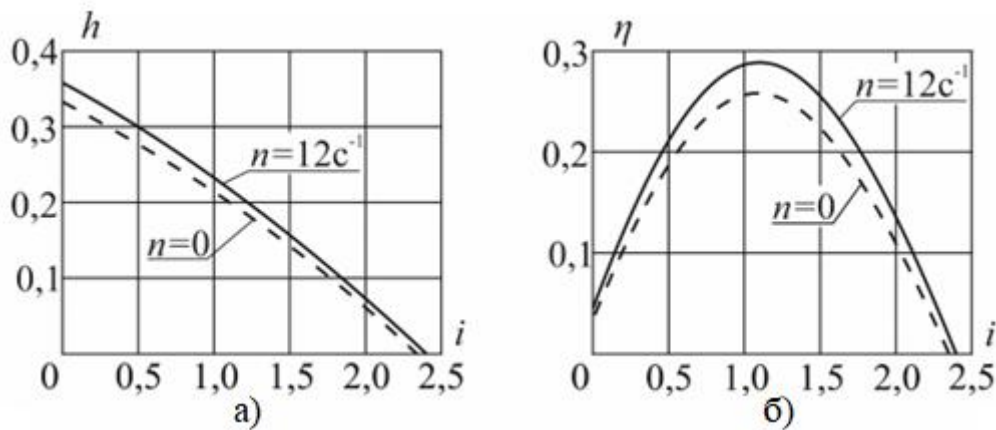


Рисунок 2.36 – Вплив обертання бурильної колони на характеристику струминного насоса: залежність напору (а) та ККД (б) від коефіцієнта інжекції

Як і у випадку напірної характеристики обертання струминного насоса збільшує його ККД.

Приведені на рисунку 2.36 залежності відносного напору та ККД отримані для типового значення основного геометричного параметра наддолотної ежекційної системи. При визначенні граничних змін гідродинамічних параметрів струминного насоса враховано рекомендовані значення витрати промивального розчину на вибої свердловини та частоти обертання бурильної колони [24].

Визначимо зростання відносного напору струминного насоса викликане його обертанням в свердловині

$$\bar{h} = \frac{h_n - h_0}{h_n} 100\%, \quad (2.233)$$

де h , h_n – відносний напір струминного насоса відповідно для нульової та заданої частоти обертання.

Відповідно до формули (2.333) та рисунка 2.36 зростання відносного напору $\bar{h}$ залежить від ділянки напірної характеристики, яка розглядається. В області нульових значень коефіцієнта інжекції ($i=0$) зростання відносного напору струминного насоса становить $\bar{h}=9,8\%$. В області близьких до нуля значень відносного напору, коли відносний напір нерухомого струминного насоса приймає значення $h \gg 0$, коефіцієнт потоку є максимальним $i = i_{\max}$, а різниця напорів $h_n - h_0$ дорівнює напору струминного насоса, який обертається h_n , величина зростання напору становить 100 %. Необхідно відзначити, що режим нульового коефіцієнта

поток реалізується на стадії виклику припливу, коли коефіцієнт потоку є мінімальним, а режим близького до нуля напору має місце при застосуванні найпоширенішого наддолотного струминного насоса нагнітально-всмоктувального типу. Друга половина ділянки напірної характеристики реалізується при застосуванні наддолотного нагнітального струминного насоса, та під час очищення вибою, коли необхідно створити максимальну подачу в приви́бійній зоні. В області максимального ККД струминного насоса, яка відповідає значенням $0,9h_{\max} \leq h \leq h_{\max}$ (верхня ділянка енергетичної характеристики на рисунку 2,36 б) величина відносного напору змінюється в діапазоні від 8,4 % до 14 %.

При обертанні струминного насоса у випадку малих значень робочої витрати ежекційна система може бути класифікована як вихровий насос, для великих значень робочої витрати – як прямоточний струминний насос, для проміжних значень – як вихровий ежектор. Величина витрати робочого потоку Q_n визначає область використання ежекційної системи (рисунк 2.37).



Рисунок 2.37 – Області використання вихрових ежекторів та прямоточних ежекційних систем

Для малих значень робочої витрати співвідношення напору, що обертається h_n до напору прямоточного h_0 струминного насоса h_n/h_0 приймає максимальні значення і гідромашина може бути класифікована як вихровий насос. Для

максимальних значень робочої витрати співвідношення напорів h_n/h_0 асимптотично наближається до значення напору прямоточного струминного насоса і гідромашина може бути класифікована як прямоточний струминний насос.

Проміжні значення робочої витрати відповідають струминно-вихровому режиму роботи гідромашини, яка має ознаки як вихрового, так і прямоточного струминного насоса.

Висновки

1. Показана можливість моделювання робочої, інжектованої та циркуляційної течії за допомогою тривимірних гідродинамічних функцій комплексної змінної. Поєднання часткових розв'язків диференціальних рівнянь руху елементарних просторових течій дозволило встановити структуру функції змішаного потоку, що дало змогу дослідити його кінематику і виявити закономірності зміни напірної та енергетичної характеристики струминного насоса в умовах його симетричного обертання в свердловині:

- напірна характеристика при обертанні струминного насоса має низхідний характер;
- при обертанні струминного насоса зберігається екстремальний характер залежності коефіцієнта корисної дії від коефіцієнта інжекції;
- зростання відстані до робочої насадки зменшує вплив обертання струминного насоса на його характеристики.

2. Запропонована та досліджена двошарова структура змішаного потоку із змінною границею поділу робочого та інжектованого потоку з рівномірним розподілом швидкостей у зовнішньому шарі і профілем, апроксимованим поліномом третього ступеня у внутрішньому шарі:

- радіус границі розмежування потоків зростає при збільшенні частоти обертання ежекційної системи і величини коефіцієнта інжекції струминного насоса;
- вплив частоти обертання ежекційної системи на радіус границі розмежування потоків зростає для малих значень робочої витрати та коефіцієнта інжекції.

3. Встановлені закономірності впливу частоти обертання струминного насоса в свердловині на гідродинамічні параметри змішуваних потоків:

- показана подібність безрозмірних профілів швидкостей робочого потоку у випадку симетричного розміщення витоку;
- обертання струминного насоса сприяє вирівнюванню профілю швидкостей змішаного потоку;
- нерівномірність швидкостей змішаного потоку зменшується при зростанні величини коефіцієнта інжекції та радіуса камери змішування струминного насоса.

4. В процесі дослідження асиметричної двошарової структури змішаного потоку встановлено закономірності трансформації профілю швидкостей області течії із зміщеним витоком і центром циркуляції:

- профілі швидкостей робочого потоку із зміщеним витоком втрачають гідродинамічну подібність;
- нерівномірність розподілу швидкостей робочого потоку при зміщенні витоку зростає;
- швидкість циркуляційного потоку при зміщенні центра циркуляції зменшується.

Отримані результати є теоретичною базою для розробки методики визначення режиму роботи струминного насоса для умов його обертання в свердловині.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ ЛОКАЛЬНОГО ЗАКРУЧУВАННЯ ПОТОКУ В СТРУМИННИХ НАСОСАХ

В процесі моделювання закручування потоку направляючими елементами вважаємо, що параболічний розподіл гідродинамічних параметрів, який має місце у вхідному перерізі камери змішування трансформується в рівномірний профіль у її вихідному перерізі. На відміну від локального закручування потоку математичні моделі для обертання струминного насоса передбачають нерівномірний розподіл гідродинамічних параметрів змішуваних потоків по всій довжині камери змішування. Відмінність вихідних даних та сформульованих задач зумовили неможливість використання математичних моделей змішування потоків при обертанні ежекційної системи в свердловині для теоретичного обґрунтування робочого процесу струминного насоса в умовах локального закручування робочого та інжектowanego середовища. Це пояснює необхідність розробки математичної моделі локального закручування змішуваних потоків.

В процесі моделювання необхідно виділити конструкторські параметри направляючих елементів, які визначають особливості локальної закрутки потоку та удосконалити структуру відомих рівнянь напірної характеристики низьконапірного та високонапірного струминного насоса шляхом введення додаткової складової, яка враховувала б можливість існування циркуляційних течій. Відповідно до загальноприйнятої практики удосконалене рівняння напірної характеристики струминного насоса повинне враховувати можливість його роботи в режимі граничного напору.

Зважаючи на конструктивну можливість створення циркуляції як робочого, так і інжектowanego потоку додаткова динамічна складова рівняння напірної характеристики повинна враховувати різновид закручуваного середовища. З точки зору практичного застосування доцільно визначити умови, які забезпечують рівність величин додаткового динамічного напору, викликаного закручуванням робочого та інжектowanego середовища. Крім того, можливе одночасне закручування робочого та інжектowanego середовища.

Попереднім аналізом можливих схем застосування свердловинних ежекційних систем встановлена можливість асиметричної локальної закрутки змішуваних потоків. Дану обставину необхідно передбачити при виведенні рівняння напірної характеристики струминного насоса.

На основі розробленої математичної моделі необхідно встановити закономірності робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки потоку направляючими елементами.

3.1 Визначення гідродинамічних параметрів закрученого потоку

Визначимо вплив конструкторських та технологічних факторів на частоту обертання частинок рідини ω , враховуючи, що ця величина є визначальним параметром, який характеризує процес закручування потоку в проточній частині струминного насоса [186], [199], [200]. Частота обертання рідини, очевидно, залежить від кута нахилу елементів для направлення течії α , діаметра гвинтової траєкторії d , яку описують частини рідини, та витрати закрученого потоку Q

$$\omega = f(\alpha, d, Q) \quad (3.1)$$

Характер залежності (3.1) визначається очевидними співвідношеннями (рисунок 3.1)

$$V = \frac{V_0}{\cos \alpha}; V = \frac{V_q}{\sin \alpha}; V_0 = \frac{4Q}{\pi d^2}; V_q = \omega \frac{d}{2}, \quad (3.2)$$

де V – швидкість закрученого потоку;

V_q, V_0 – обертова та осьова компоненти швидкості.

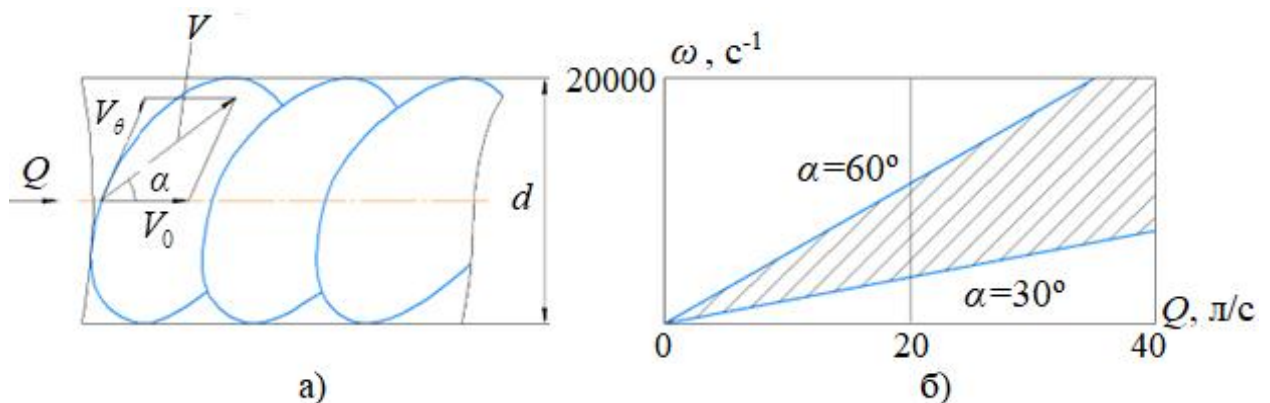


Рисунок 3.1 – Визначення швидкості закрутки потоку (а) та її залежність від витрати потоку (б)

При визначенні компоненти V_q враховане максимальне значення колової швидкості. Враховуючи формули (3.2) залежність (3.1) може бути представлена рівнянням

$$w = \frac{8}{\rho} \frac{Q}{d^3} \operatorname{tg} a \quad (3.3)$$

Крім того, визначимо зв'язок між технологічними та конструкторськими параметрами в процесі закручування потоку

$$\frac{V_q}{V_0} = \operatorname{tg} a \quad (3.4)$$

Приведене співвідношення, очевидно, змінюється від нуля при $a=0$ до нескінченності, коли кут a наближається до 90° і припиняє існувати при $a=90^\circ$. Діапазон зміни швидкості закручування потоку відповідно до рівняння (3.3) обмежений лінійними залежностями $w = f(Q)$ (рисунк 3.1 б).

Визначимо розподіл тисків в полі плоского вихору використовуючи інтеграл Ейлера в інтерпретації Громеки, який є частковим випадком рівняння Лагранжа. Рівняння Бернуллі для даного випадку не може бути застосоване, оскільки його можна використовувати виключно для частинок рідини, розміщених на одній лінії течії. Для випадку сталого потенціального руху рідини, повна енергія одиниці маси рідини не залежить від часу і є постійною для всіх точок потоку

$$U + \Pi + \frac{V^2}{2} = \text{const} \quad (3.5)$$

де U – потенціал об'ємних сил;

Π – потенціал сил тиску;

V – швидкість потоку.

Зважаючи на орієнтацію струминного насоса в свердловині вісь вихору розміщена вертикально. Це дає можливість виключити з розгляду дію сил ваги $U=0$. Припустимо, що вихор знаходиться у спокійному середовищі, тобто швидкість в безмежності дорівнює $V_\infty=0$, а величина потенціалу сил тиску становить $\Pi = \Pi_\infty$. Тоді для будь-якої точки в полі вихору отримаємо

$$\Pi - \Pi_\infty = \frac{V^2}{2} \quad (3.6)$$

Швидкість рідини може бути визначена з використанням поняття циркуляції швидкості по замкненому контуру Γ радіусом r_i [63]

$$\Gamma = 2\rho r_i V \quad (3.7)$$

Тоді для нестисливого ($r = const$) середовища, враховуючи, що $\Pi = P/r$, $\Pi_{\infty} = P_{\infty}/r$ (де P, P_{∞} – відповідно тиск в довільній точці та тиск у спокійному середовищі) отримаємо

$$P - P_{\infty} = - \frac{r \Gamma^2}{8\rho^2 r_i^2} \quad (3.8)$$

Для зручності практичного застосування перетворимо вираз (3.8) враховуючи зв'язок між циркуляцією Γ та кутовою швидкістю обертання частинок рідини $\Gamma = 2\rho r_i^2 \omega$

$$P_{\infty} - P = r \frac{\omega^2 r_i^2}{2} \quad (3.9)$$

Тиск в будь-якій точці поля вихору, таким чином, менший тиску в спокійному середовищі P_{∞} , тобто в полі тиску має місце підсмоктування рідини.

Проаналізуємо характер розподілу тисків у вхідному перерізі камери змішування викликаний обертанням потоку. Відповідно до рівняння (3.9) інерційна складова тиску $r \omega^2 \frac{r_i^2}{2}$ викликає нерівномірність розподілу тиску у вхідному перерізі камери змішування, який змінюється за параболічним законом. Вершина параболи, яка визначає епіюру тиску знаходиться на осі струминного насоса. У випадку закрутки робочого потоку розподіл тиску на ділянці інжектуючої течії залишається рівномірним (рисунок 3.2 а). В процесі закрутки інжектуючого потоку рівномірний розподіл тиску має місце на ділянці робочого потоку (рисунок 3.2 б). У випадку закрутки як робочого, так і інжектуючого потоку обидві ділянки вхідного перерізу камери змішування відзначаються нерівномірним розподілом тиску (рисунок 3.2 в). Необхідно зауважити, що для всіх розглянутих випадків враховуючи особливості робочого процесу струминного насоса тиск інжектуючого потоку перевищує значення тиску робочого потоку.

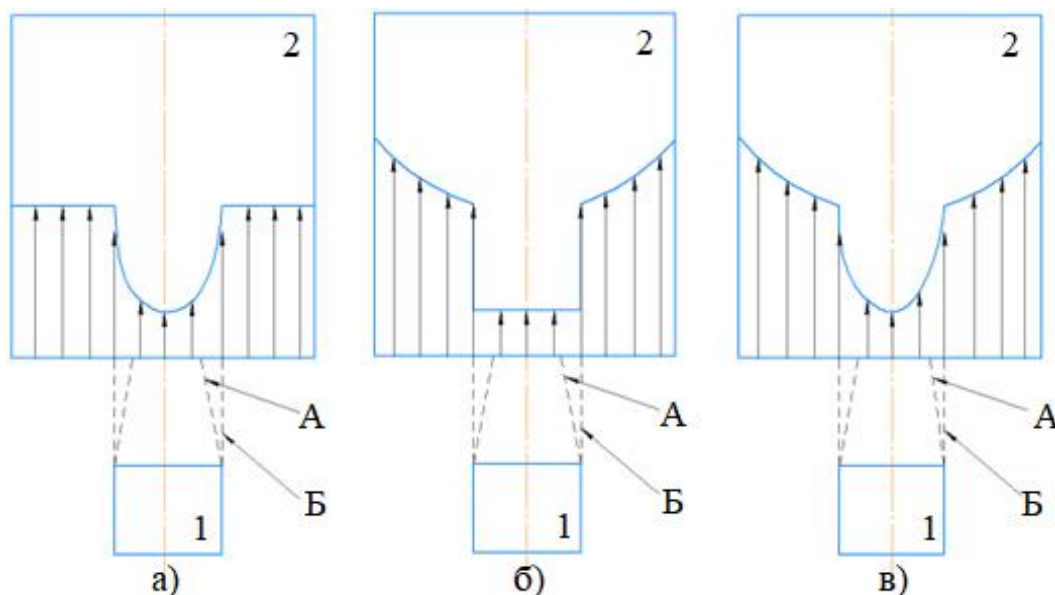


Рисунок 3.2 – Розподіл тиску у вхідному перерізі камери змішування у випадку закручування робочого (а), інжектowanego (б), робочого та інжектowanego (в) потоку: 1 – робоча насадка, 2 – камера змішування; А – траєкторія робочого струменя високонапірного струминного насоса; Б – траєкторія робочого струменя низьконапірного струминного насоса

Приведений характер розподілу тиску стосується низьконапірних струминних насосів, коли відсутнє звуження робочого потоку на ділянці між робочою насадкою та камерою змішування (траєкторія А на рисунку 3.2). У випадку звуження робочого струменя (траєкторія Б на рисунку 3.2), що враховується в процесі аналізу робочого процесу високонапірного насоса, очевидно, зменшується площа ділянки робочого та зростає площа ділянки інжектowanego течії у вхідному перерізі камери змішування [32]. При моделюванні робочого процесу струминного насоса з врахуванням закрутки потоку вважаємо, що закручування рідини припиняється в камері змішування, внаслідок чого в її вихідному перерізі має місце рівномірний розподіл тисків [46].

3.2. Гідравлічна модель низьконапірного струминного насоса

3.2.1 Моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку

Побудова гідравлічної моделі [45] робочого процесу ежекційної системи заснована на використанні рівняння збереження кількості руху рідини в характерних перерізах проточної частини струминного насоса (рисунк 3.3)

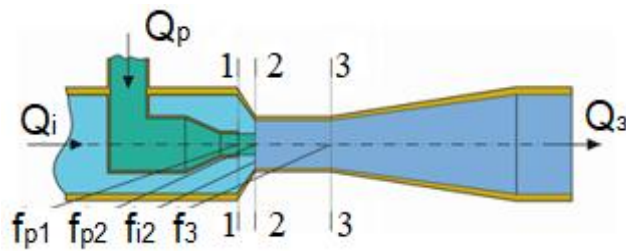


Рисунок 3.3 – Проточна частина струминного насоса

$$j_2(G_p V_{p1} + G_i V_{i2}) - (G_p + G_i)V_3 = (P_{33} - P_{i2})f_{i2} + (P_{33} - P_{p1})f_{p1} = P_{33}f_3 - P_{i2}f_{i2} - P_{p1}f_{p1}, \quad (3.10)$$

де j_2 – коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей робочого та інжектованого потоку на вході в камеру змішування струминного насоса;

G_p, G_i – масова витрата робочого та інжектованого потоку;

V_{p1}, V_{i2}, V_3 – швидкість робочого потоку в перерізі 1–1, інжектованого потоку в перерізі 2–2 та змішаного потоку в перерізі 3–3;

P_{33}, P_{i2}, P_{p1} – тиск прямогочного змішаного потоку в перерізі 3–3, прямогочного інжектованого потоку в перерізі 2–2 та закрученого робочого потоку в перерізі 1–1;

f_{p1}, f_{i2}, f_3 – площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки, інжектованого потоку на вході в камеру змішування та змішаного потоку на виході з камери змішування.

Зусилля, що створюється закрученим робочим потоком у вхідному перерізі камери змішування визначається шляхом інтегрування значень елементарних зусиль, які діють на елементарний кільцевий переріз, площа якого становить $2\pi r dr$

$$P_{p1}f_{p1} = \int_0^r P_{p1} 2\pi r dr + r \frac{w^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} f_{p1} = \int_0^r P_{p1} 2\pi r dr + r \frac{w^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} 2\pi r dr = P_{p1} \pi r_p^2 + r w^2 \frac{\pi}{4} r_p^4 = P_{p1}f_{p1} + r w^2 \frac{\pi}{4} r_p^4, \quad (3.11)$$

де P_{p1} – тиск робочого потоку у вхідному перерізі камери змішування для умов відсутності його закручування.

Швидкості потоку рідини в характерних перерізах струминного насоса визначаємо з врахуванням питомої густини робочого u_p , інжектованого u_i та змішаного u_3 потоків

$$V_{p1} = \frac{G_p}{f_{p1}} u_p; \quad V_{i2} = \frac{G_i}{f_{i2}} u_i; \quad V_3 = \frac{G_p + G_i}{f_3} u_3 \quad (3.12)$$

Після підстановок формул (3.11), (3.12) в рівняння (3.10) отримаємо

$$j_2 \left(G_p \frac{G_p u_p}{f_{p1}} + G_i \frac{G_i u_i}{f_{i2}} \right) - (G_p + G_i) \frac{G_p + G_i}{f_3} u_3 = P_{33} f_3 - P_{i2} f_{i2} - P_{p1} f_{p1} - r w^2 \frac{\rho}{4} r_p^4 \quad (3.13)$$

Взаємозв'язок між гідродинамічними параметрами камери змішування та характерними перерізами струминного насоса здійснюється за допомогою очевидних співвідношень

$$P_{33} = P_3 - \frac{j_3^2 V_3^2}{2 u_3} = P_3 - \frac{j_3^2 (G_p + G_i)^2 u_3}{2 f_3^2}; \quad (3.14)$$

$$P_{i2} = P_i - \frac{V_{i2}^2}{2 j_4^2 u_i} = P_i - \frac{G_i^2 u_i}{2 j_4^2 f_{i2}^2}; \quad (3.15)$$

$$P_{p1} = P_p - \frac{V_{p1}^2}{2 j_1^2 u_p} = P_p - \frac{G_p^2 u_p}{2 j_1^2 f_{p1}^2} \quad (3.16)$$

Після підстановок формул (3.14) – (3.16) в рівняння (3.13) запишемо

$$j_2 \frac{G_p^2 u_p}{f_{p1}} + j_2 \frac{G_i^2 u_i}{f_{i2}} - \frac{(G_p + G_i)^2}{f_3} u_3 + r w^2 \frac{\rho}{4} r_p^4 = P_3 f_3 - \frac{j_3^2 (G_p + G_i)^2 u_3}{2 f_3^2} f_3 - P_i f_{i2} + \frac{G_i^2 u_i f_{i2}}{2 j_4^2 f_{i2}^2} - P_{p1} f_{p1} + \frac{G_p^2 u_p f_{p1}}{2 j_1^2 f_{p1}^2} \quad (3.17)$$

Після відповідних перетворень рівняння (3.17) отримаємо

$$\frac{G_p^2 u_p}{f_{p1}} \frac{\partial}{\partial j_2} - \frac{1}{2 j_1^2} \frac{\partial}{\partial j_2} \frac{G_i^2 u_i}{f_{i2}} \frac{\partial}{\partial j_2} - \frac{1}{2 j_4^2} \frac{\partial}{\partial j_2} \frac{(G_p + G_i)^2 u_3}{f_3} \frac{\partial}{\partial j_2} - \frac{j_3^2}{2} \frac{\partial}{\partial j_2} r w^2 \frac{\rho}{4} r_p^4 =, \quad (3.18)$$

$$= (P_3 f_3 - P_i f_{i2}) - (P_p f_{p1} - P_i f_{p1}) = DP_3 f_3 - DP_p f_{p1}$$

де $DP_3 = P_3 - P_i$, $DP_p = P_p - P_i$

Перетворимо рівняння (3.18) шляхом його ділення на формулу

$$G_p^2 = 2j_1^2 DP_p f_{p1}^2$$

$$\frac{u_p}{f_{p1}} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2j_1^2} + \frac{G_i^2}{G_p^2} \frac{u_i}{f_{i2}} \right) \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2j_4^2} - \frac{(G_p + G_i)^2}{G_p^2 f_3} \right) u_3 - \frac{j_3^2}{2} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{r w^2 \rho}{4} r_p^4 \right) =$$

$$= \frac{DP_3 f_3 u_p}{2j_1^2 DP_p f_{p1}^2} - \frac{DP_p f_{p1} u_p}{2j_1^2 DP_p f_{p1}^2} \quad (3.19)$$

Після здійснення підстановок

$$\frac{G_i^2}{G_p^2} = i^2; \quad \frac{(G_p + G_i)^2}{G_p^2} = (1+i)^2; \quad \frac{DP_3}{DP_p} = h$$

та відповідних перетворень отримаємо

$$h = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2j_2^2} + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{j_4^2} - \frac{f_{p1}}{f_3 - f_p} \frac{u_i}{u_p} \right) - (2 - j_3)^2 (1+i)^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{u_3}{u_p} + \frac{r w^2 p r_p^4 f_{p1}}{2G_p^2 u_p} \right) \quad (3.20)$$

Останню складову рівняння (3.20) перетворимо до вигляду

$$\frac{r w^2 p r_p^4 f_{p1}}{2G_p^2 u_p} = \frac{w^2 r_p^2 f_{p1}^2}{2G_p^2 u_p^2} = \frac{w^2 r_p^2}{2G_p^2 u_p^2 / f_{p1}^2} = \frac{V_q^2}{2V_{p1}^2} \quad (3.21)$$

Швидкість робочого потоку є осьовою компонентою швидкості закрученого потоку $V_{p1} = V_0$. Тоді враховуючи співвідношення (3.4) і після здійснення

підстановок $\frac{f_{p1}}{f_3} = \frac{1}{K_{сн}}$; $\frac{f_3 - f_{p1}}{f_{p1}} = K_{сн} - 1$ отримаємо рівняння характеристики

струминного насоса для умов закрутки робочого потоку

$$h = \frac{j_1^2}{K_{сн}} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2j_2^2} + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{j_4^2} - \frac{i^2}{K_{сн} - 1} \frac{u_i}{u_p} \right) - (2 - j_3)^2 \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \frac{u_3}{u_p} + \frac{1}{2} tg^2 a \frac{\dot{u}}{\dot{u}} \right) \quad (3.22)$$

Аналізуючи рівняння (3.22) виділимо його складову, яка визначає величину додаткового відносного напору викликаного закруткою потоку

$$h = \frac{j_1^2}{K_{сн}} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2j_2^2} + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{j_4^2} - \frac{i^2}{K_{сн} - 1} \frac{u_i}{u_p} \right) - (2 - j_3)^2 \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \frac{u_3}{u_p} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} + \frac{j_1^2}{2K_{сн}} tg^2 a \right) \quad (3.23)$$

У випадку відсутності закрутки потоку, коли $a=0$ і $w=0$, формула (3.23) не відрізняється від базового рівняння характеристики низьконапірного насоса, отриманого з використанням рівняння збереження кількості руху рідини. Складова

рівняння, яка характеризує частину відносного напору, викликану закруткою потоку, не залежить від витрати робочого та інжектowanego потоку, а визначається виключно конструкцією елементів, які закручують потік та геометричними розмірами проточної частини струминного насоса.

У випадку роботи струминного насоса в режимі граничного напору $h = h_{\max}$, коли коефіцієнт інжекції приймає значення $i = 0$, рівняння (3.23) приймає вигляд

$$h_{\max} = \frac{j_1^2}{K_{\text{сн}}} \frac{\epsilon}{\epsilon} j_2^2 - \frac{(2 - j_3^2)}{K_{\text{сн}}} \frac{u_3}{u_p} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} + \frac{j_1^2}{2K_{\text{сн}}} \text{tg}^2 a \quad (3.24)$$

Графічний аналіз рівняння (3.23), яке є математичним виразом запропонованої моделі, здійснюємо у два етапи:

- визначення впливу основного геометричного параметра на ефективність закрутки робочого потоку;
- встановлення закономірностей зміни максимального і оптимального напору та максимального ККД струминного насоса.

В процесі дослідження запропонованої моделі вплив закрутки робочого потоку на параметри ежекційної системи здійснюємо шляхом порівняльного аналізу базових та оновлених характеристик струминного насоса. Характеристики $Dh, Dh = f(i, K_{\text{сн}})$ отримані для низьконапірного струминного насоса, основний геометричний параметр для якого змінюється в діапазоні від $K_{\text{сн}} = 4$ до $K_{\text{сн}} = 8$. Проведеним аналізом встановлено обернений вплив параметра $K_{\text{сн}}$ на зростання напору та ККД струминного насоса (рисунок 3.4 а). Зміна максимального напору струминного насоса має незначну залежність від геометричного параметра струминного насоса та змінюється від $Dh_{\max} = 9,16$ (для геометричного параметра $K_{\text{сн}} = 4$) до $Dh_{\max} = 8,47$ (для $K_{\text{сн}} = 8$) (рисунок 3.4 б I).

Аналогічна залежність для оптимального напору $Dh_{\text{опт}} = f(K_{\text{сн}})$ має екстремальний характер: мінімальні значення оптимального напору відповідають значенням геометричного параметра близьким до величини $K_{\text{сн}} = 7$ (рисунок 3.4 б I). Вплив геометричного параметра $K_{\text{сн}}$ на зростання ККД визначається нелінійною залежністю (рисунок 3.4 б II).

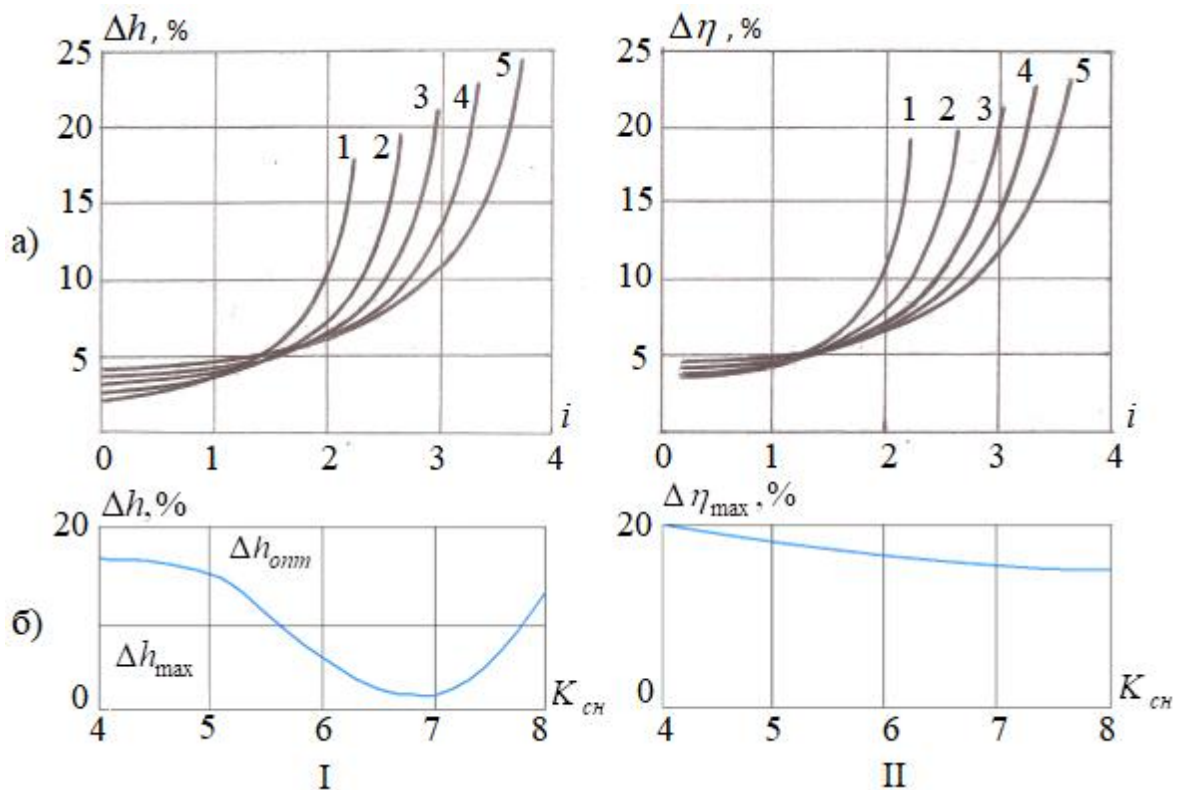


Рисунок 3.4 – Дослідження ефективності закрутки робочого потоку

а) Зростання напору (I) та ККД (II) для різних значень геометричного параметра:

$$1 - K_{сн} = 4,0; 2 - K_{сн} = 5,0; 3 - K_{сн} = 6,0; 4 - K_{сн} = 7,0; 5 - K_{сн} = 8,0$$

б) Зростання граничних напорів (I) та максимальних ККД (II)

3.2.2 Моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки інжектованого потоку

Рівняння збереження кількості руху рідини у вхідному та вихідному перерізах камери змішування [191] (формула (3.10)), у випадку закрутки інжектованого потоку має вигляд

$$\begin{aligned} j_2(G_p V_{p1} - G_i V_{i2}) - (G_p + G_i) V_3 &= (P_{33} - P'_{i2}) f_{i2} + (P_{33} - P_{p1}) f_{p1} = \\ &= P_{33} f_3 - P_{i2} f_{i2} - P_{p1} f_{p1} \end{aligned} \quad (3.25)$$

де P_{i2} – тиск закрученого інжектованого потоку у вхідному перерізі камери змішування.

Зусилля, що створюється закрученим інжектованим потоком у вхідному перерізі камери змішування визначається інтегруванням одиничних зусиль, які діють на площу елементарного перерізу $2\pi r dr$ [191]

$$P_{i2} f_{i2} = \frac{\rho}{2} P_{i2} + \frac{r w^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} f_{i2} = \frac{r_k}{r_p} \frac{\rho}{2} P_{i2} + \frac{r w^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} 2prdr = P_{i2} \rho (r_k^2 - r_p^2) +$$

$$+ r w^2 \frac{\rho}{4} (r_k^2 - r_p^4) = P_{i2} f_{i2} + r w^2 \frac{\rho}{4} (r_k^4 - r_p^4)$$
(3.26)

Після підстановки формул, що визначають швидкість потоку рідини у вхідному та вихідному перерізах камери змішування (формули (3.12) і рівняння, що визначає зусилля, яке створюється інжектованим потоком (формула (3.26)), в рівняння (3.25) отримаємо

$$j_2 (G_p \frac{G_p u_p}{f_{p1}} + G_i \frac{G_i u_i}{f_{i2}}) - (G_p + G_i) \frac{G_p + G_i}{f_3} u_3 = P_{33} f_3 - P_{i2} f_{i2} - P_{p1} f_{p1} -$$

$$- r w^2 \frac{\rho}{4} (r_k^4 - r_p^4)$$
(3.27)

Використовуючи рівняння взаємозв'язку між гідродинамічними параметрами камери змішування і характерними перерізами струминного насоса (формули (3.14)–(3.16)) та здійснюючи перетворення (аналогічні перетворенням, приведеним в п. 3.2.1) за допомогою очевидних підстановок запишемо

$$h = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{\partial}{\partial r} j_2 + \frac{\rho}{2} j_2 - \frac{1}{j_4} \frac{\partial}{\partial r} \frac{i^2}{K_{cn} - 1} \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{u_i}{u_p} - (2 - j_3^2)(1+i)^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{u_3}{u_p} \frac{\partial}{\partial r} u +$$

$$+ \frac{r w^2 \rho (r_k^4 - r_p^4) f_{p1}}{2 G_p^2 u_p}$$
(3.28)

Враховуючи поняття основного геометричного параметра K_{cn}

$$\frac{f_{p1}}{f_3} = \frac{1}{K_{cn}}; \quad \frac{f_3 - f_{p1}}{f_{p1}} = K_{cn} - 1$$

виділимо складову рівняння (3.28), яка визначає додатковий відносний напір, викликаний закруткою інжектованого потоку

$$h = \frac{j_1^2}{K_{cn}} \frac{\partial}{\partial r} j_2 + \frac{\rho}{2} j_2 - \frac{1}{j_4} \frac{\partial}{\partial r} \frac{i^2}{K_{cn} - 1} \frac{u_i}{u_p} - (2 - j_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_{cn}} \frac{u_3}{u_p} \frac{\partial}{\partial r} u + \frac{j_1^2 r w^2 \rho (r_k^4 - r_p^4) f_{p1}^2}{2 G_p^2 u_p f_3}$$
(3.29)

Остання складова отриманого рівняння визначає вигляд напірної характеристики струминного насоса за наявності закрутки інжектованого потоку. Визначимо фізичний зміст складової рівняння (3.29), яка визначає додатковий

динамічний напір струминного насоса h_{oi} . Враховуючи елементарні співвідношення

$$\frac{G_p^2 u_p}{f_{p1}^2 r} = \frac{G_p^2 u_p^2}{f_{p1}^2} = V_{p1}^2; \quad f_3 = pr_\kappa^2; \quad f_{p1} = pr_p^2$$

Перетворимо останню складову рівняння (3.29) до вигляду

$$\frac{j_1^2 r w^2 p(r_\kappa^4 - r_p^4) f_{p1}^2}{2 G_p^2 u_p f_3} = \frac{j_1^2 \omega_{q\kappa}^2}{2 \omega_{p1}^2} - \frac{V_{qp}^2}{V_{p1}^2 K_{сн}} \quad (3.30)$$

де обертові швидкості для камери змішування $V_{q\kappa}$ та робочої насадки V_{qp} визначені за формулами $V_{q\kappa} = \omega r_\kappa$; $V_{qp} = \omega r_p$.

Таким чином, додатковий напір, викликаний обертанням рідини, визначається величиною обертових та осьових швидкостей закручених потоків.

Для можливості практичного використання останню складову рівняння (3.29) необхідно перетворити до інженерного вигляду. Визначимо вигляд рівняння для визначення швидкості закрутки інжектованого потоку. Осьову швидкість інжектованого потоку визначимо за формулою

$$V_{oi} = \frac{4Q_i}{p(d_\kappa^2 - d_p^2)}$$

Величину середньої обертової швидкості інжектованого потоку можна визначити за формулою

$$V_{qi} = \frac{\omega(d_\kappa + d_p)}{4}$$

Тоді результуюча швидкість закрученого інжектованого потоку (аналог формул (3.2) може бути визначена за формулою

$$V_i = \frac{V_{oi}}{\cos a_i} = \frac{4Q_i}{p(d_\kappa^2 - d_p^2) \cos a_i};$$

$$V_i = \frac{V_{qi}}{\sin a_i} = \frac{\omega(d_\kappa + d_p)}{4 \sin a_i}, \quad (3.31)$$

де a_i – кут нахилу направляючих елементів для закрутки інжектованого потоку.

Спільний розв'язок системи рівнянь (3.31) дозволяє визначити кутову швидкість інжектованого потоку

$$w_i = \frac{4Q_i \operatorname{tg} a_i}{f_i(1 + \sqrt{K_{сн}})d_p}, \quad (3.32)$$

$$\text{де } K_{сн} = \frac{f_3}{f_{p1}}.$$

Використовуючи очевидні співвідношення

$$G_p^2 u_p^2 = Q_p^2; \quad p(r_k^2 - r_p^2) = f_i$$

останню складову рівняння (3.29) запишемо у вигляді

$$h_{di} = \frac{j_1^2 r w^2 p(r_k^4 - r_p^4) f_{p1}^2}{2G_p^2 f_3 u_p} = \frac{j_1^2 w^2 f_i f_{p1}^2 (1 + K_{сн}^{-1})}{2Q_p^2 p} \quad (3.33)$$

Після підстановки формули (3.32) в останнє рівняння та здійснення підстановок

$$\frac{Q_i^2}{Q_p^2} = i^2; \quad \frac{p d_p^2}{4} = f_{p1}$$

отримаємо формулу для визначення динамічного напору у вигляді

$$h_{di} = \frac{2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i (1 + K_{сн}^{-1})}{(1 + K_{сн}^{0.5})^2 (K_{сн} - 1)} \quad (3.34)$$

Враховуючи останнє співвідношення напірна характеристика низьконапірного струминного насоса в умовах закрутки інжектваного потоку матиме вигляд

$$h = \frac{j_1^2}{K_{сн}} \frac{e}{e} 2j_2 + \frac{e}{e} 2j_2 - \frac{1}{j_4} \frac{\ddot{o}}{\emptyset} \frac{i^2}{K_{сн} - 1} \frac{u_i}{u_p} - (2 - j_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \frac{u_3}{u_p} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} + \frac{2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i (1 + K_{сн}^{-1})}{(1 + K_{сн}^{0.5})^2 (K_{сн} - 1)} \quad (3.35)$$

Отриманий вираз відрізняється від базового рівняння наявністю останньої складової. У випадку нульових значень витрати інжектваного потоку Q_i та значень коефіцієнта інжекції $i=0$ додатковий динамічний напір відсутній і значення відносного напору може бути визначене за формулою

$$h_{\max} = \frac{j_1^2}{K_{сн}} \frac{e}{e} 2j_2 - \frac{(2 - j_3^2)}{K_{сн}} \frac{u_3}{u_p} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} \quad (3.36)$$

Закрутка інжектваного потоку викликає зростання напору Dh та ККД Dh струминного насоса порівняно з аналогічними параметрами за умови відсутності

обертання частинок рідини. Як і у випадку закрутки робочого потоку залежності $Dh = f(i)$, $D\eta = f(i)$ мають висхідний характер (рисунок 3.5) [200].

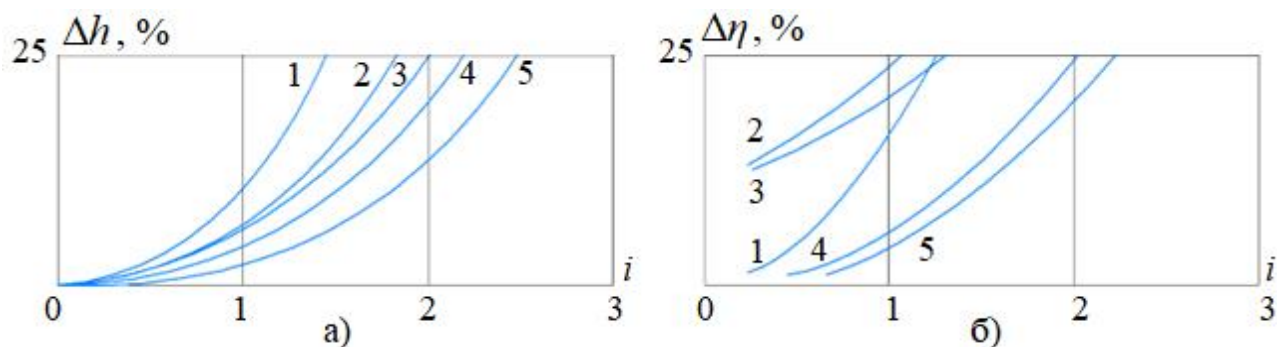


Рисунок 3.5 – Зростання напору (а) та ККД (б) для різних значень геометричного параметра:

1 - $K_{ch} = 4,0$; 2 - $K_{ch} = 5,0$; 3 - $K_{ch} = 6,0$; 4 - $K_{ch} = 7,0$; 5 - $K_{ch} = 8,0$

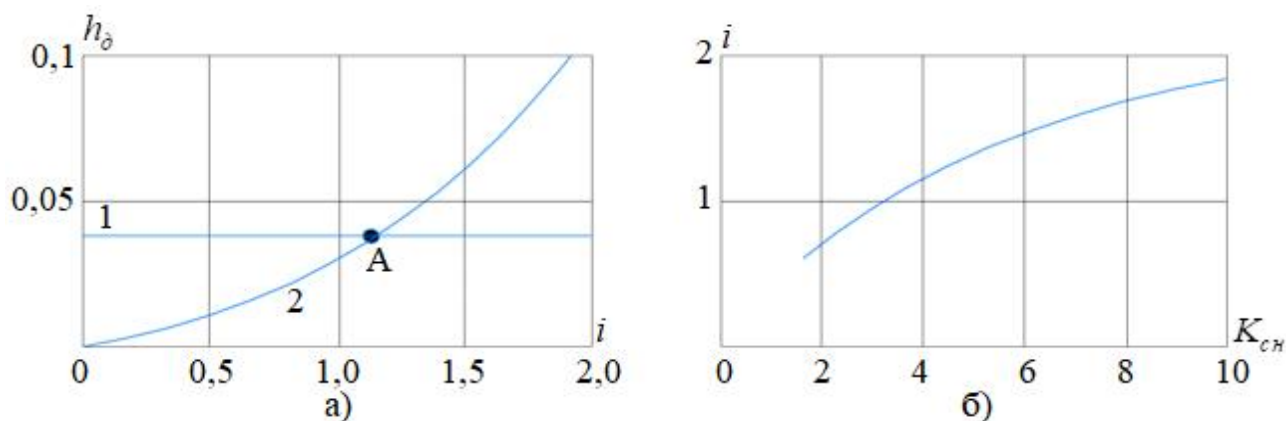


Рисунок 3.6 – Співвідношення додаткових динамічних напорів: а) додаткові напори, викликані закруткою робочого (1) та інжектованого (2) потоків; б) крива рівних напорів

На відміну від зростання напору та ККД у випадку закрутки робочого потоку (рисунок 3.4 а), залежності приведені на рисунку 3.5 виходять з початку координат, оскільки нульові значення коефіцієнта інжекції відповідають нульовому об'єму закрученого інжектованого потоку.

Проаналізуємо співвідношення динамічних напорів викликаних закруткою інжектованого h_{di} (рівняння (3.34) та робочого h_{dp} (остання складова рівняння (3.24)) потоків [185] (рисунок 3.6).

На початковій ділянці залежностей $h_d = f(i)$ динамічний напір створений закруткою робочого потоку перевищує величину динамічного напору, створеного

закруткою інжектowanego потоку (рисунок 3.6 а). В точці А величини динамічних напорів приймають однакові значення $h_{op} = h_{oi}$. Праворуч точки А величина динамічного напору, викликаного закруткою інжектowanego потоку перевищує значення динамічного напору викликаного закруткою робочого потоку $h_{oi} > h_{op}$. Приведені на рисунку 3.6 а залежності отримані для струминного насоса, величина геометричного параметра якого становить $K_{ch} = 4$.

Криву рівних напорів отримаємо з умови $h_{op} = h_{oi}$. Використовуючи рівняння (3.24), (3.34) отримаємо

$$\frac{j_1^2}{2K_{ch}} tg^2 a_p = \frac{2j_1^2 i^2 tg^2 a_i (1 + K_{ch}^{-1})}{(1 + K_{ch}^{0.5})^2 (K_{ch} - 1)} \quad (3.37)$$

Тоді для випадку однакових кутів закрутки робочого та інжектowanego потоків $a_p = a_i$ отримаємо рівняння кривої рівних напорів у вигляді

$$i = \frac{1 + K_{ch}^{0.5}}{2} \sqrt{\frac{K_{ch} - 1}{K_{ch} + 1}} \quad (3.38)$$

Розрахована відповідно до рівняння (3.38) крива рівних напорів представлена на рисунку 3.6 б. Значення величин $i - K_{ch}$ розміщені ліворуч кривої $i = f(K_{ch})$ відповідають співвідношенню динамічних напорів $h_{oi} > h_{op}$, а значення величин $i - K_{ch}$ розміщені праворуч кривої $i = f(K_{ch})$ відповідають випадку $h_{oi} < h_{op}$.

3.2.3 Моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку

В умовах одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку рівняння збереження кількості руху рідини в камері змішування струминного насоса має вигляд

$$j_2 (G_p V_{p1} - G_i V_{i2}) - (G_p + G_i) V_3 = (P_{33} - P'_{i2}) f_{i2} + (P_{33} - P'_{p1}) f_{p1} = P_{33} f_3 - P'_{i2} f_{i2} - P'_{p1} f_{p1}, \quad (3.39)$$

де P'_{p1} , P'_{i2} – тиск закрученого потоку на ділянках робочого та інжектowanego потоків у вхідному перерізі камери змішування.

Зусилля, що створюється закрученими потоками визначається за формулами

$$\begin{aligned} \frac{r_p}{\rho} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{P_{p1}}{r} \right) + \frac{r w_p^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} (2prdr) &= P_{p1} f_{p1} + r w_p^2 \frac{\rho}{4} r_p^4; \\ \frac{r_k}{\rho} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{P_{i2}}{r} \right) + \frac{r w_i^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} (2prdr) &= P_{i2} f_{i2} + r w_i^2 \frac{\rho}{4} (r_k^2 - r_p^4), \end{aligned} \quad (3.40)$$

де кутові швидкості обертання рідини для обох потоків в загальному випадку можуть мати різні значення w_p і w_i . Після підстановки співвідношень (3.40) в рівняння (3.39) запишемо

$$\begin{aligned} j_2 \left(G_p \frac{G_p u_p}{f_{p1}} + G_i \frac{G_i u_i}{f_{i2}} \right) - (G_p + G_i) \frac{G_p + G_i}{f_3} u_3 &= P_{33} f_3 - P_{i2} f_{i2} - P_{p1} f_{p1} - \\ &- r w_i^2 \frac{\rho}{4} (r_k^4 - r_p^4) - r w_p^2 \frac{\rho}{4} (r_k^4 - r_p^4) \end{aligned} \quad (3.41)$$

Після здійснення перетворень аналогічних приведеним в п. 3.2.1, 3.2.2 отримаємо рівняння взаємозв'язку між відносним напором струминного насоса та гідродинамічними параметрами, які характеризують процес змішування закрученого робочого та інжектованого потоків

$$h = \frac{j_1^2}{K_{ch}} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{2j_2}{r} \right) + \frac{1}{j_4} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{i^2}{K_{ch} - 1} \right) \frac{u_i}{u_p} - (2 - j_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_{ch}} \frac{u_3}{u_p} \frac{\partial}{\partial r} u_p + h_{di} + h_{dp}, \quad (3.42)$$

де додатковий напір, викликаний закруткою потоку визначається за формулами

$$\begin{aligned} h_{di} &= \frac{2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i (1 + K_{ch}^{-1})}{(1 + K_{ch}^{0.5})^2 (K_{ch} - 1)}; \\ h_{dp} &= \frac{j_1^2 \operatorname{tg}^2 a_p}{2K_{ch}} \end{aligned} \quad (3.43)$$

Якщо направляючі елементи розміщені в інжектованому і робочому потоках мають однаковий кут нахилу $a_p = a_i = a$ сумарний додатковий напір для вибору раціональної геометрії визначається співвідношенням

$$h_d = \frac{j_1^2 \operatorname{tg}^2 a}{2K_{ch}} \frac{4i^2 (1 + K_{ch})}{(1 + K_{ch}^{0.5}) (K_{ch} - 1)} + 1 \quad (3.44)$$

Визначимо характеристику особливої точки функції (3.44), яка відповідає нульовому значенню коефіцієнта інжекції $i=0$. У випадку нульових витрат інжектованого потоку рівняння визначення додаткового напору приймає вигляд

$$h_o = \frac{j_1^2 t g^2 a}{2K_{ch}}, \quad (3.45)$$

а сумарний відносний напір струминного насоса визначається за формулою (3.23).

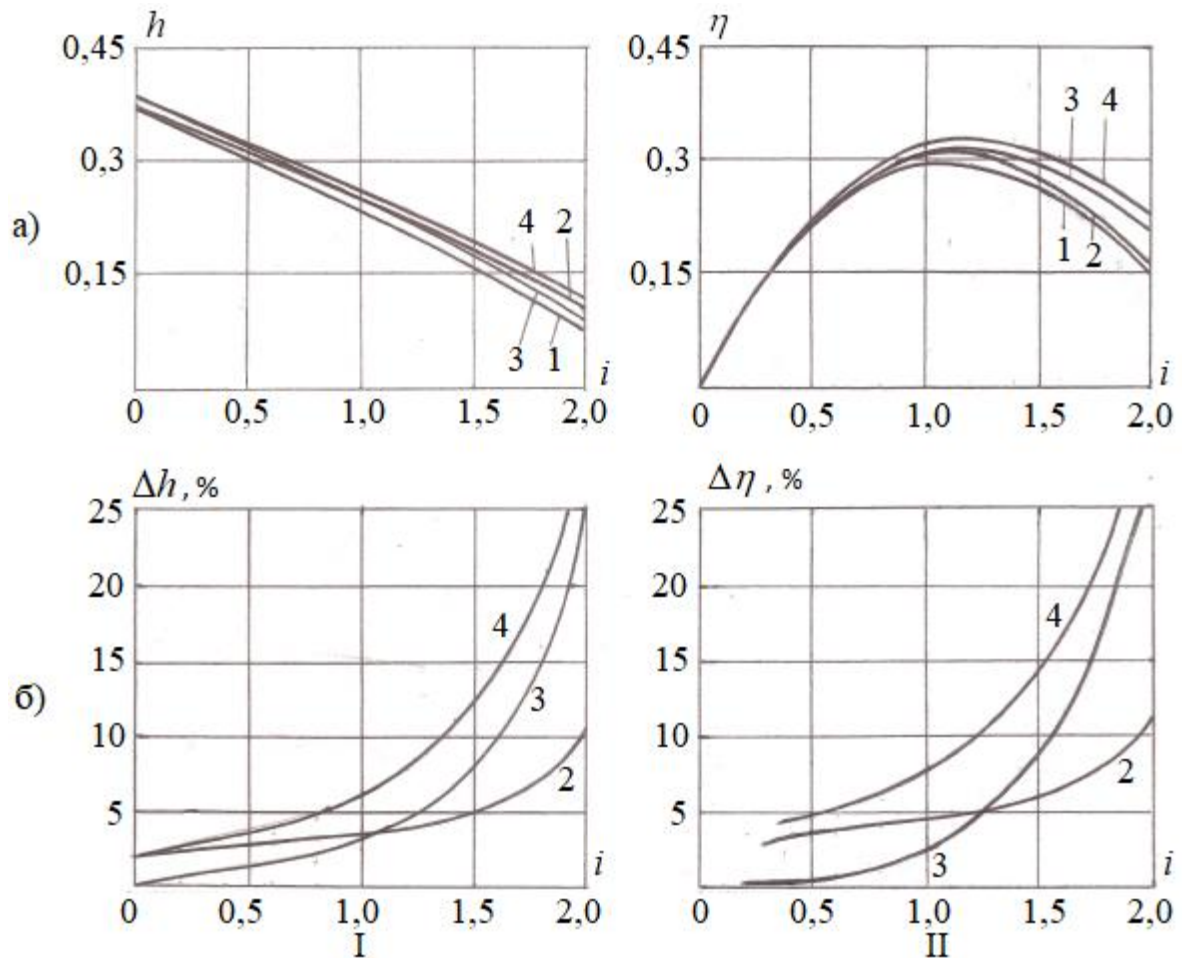


Рисунок 3.7 – Дослідження робочого процесу струминного насоса в умовах одночасної закрутки робочого та інжектованого потоку: а) напірна (I) та енергетична (II) характеристики; б) зростання напору (I) та ККД (II);

1 – нульова частота обертання потоку; 2 – закрутка робочого потоку; 3 – закрутка інжектованого потоку; 4 – закрутка робочого та інжектованого потоку

Незалежно від умов підведення потоків напірні характеристики струминного насоса є подібними (рисунок 3.7 а I). Враховуючи, що додатковий динамічний напір, створений закруткою робочого потоку, не залежить від величини коефіцієнта інжекції крива 1 (рисунок 3.7 а I) паралельна кривій 2, а крива 3 паралельна кривій 4. Згадана особливість пояснює також збіг кривих 1, 3 та 2, 4 у випадку нульових значень коефіцієнта інжекції.

Енергетичні характеристики струминного насоса також є подібними (рисунок 3.7 а II) і мають екстремум, який для раціональної геометрії відповідає оптимальним співвідношенням напору та коефіцієнта інжекції. Для кривих 3, 4 (рисунок 3.7 а II) положення екстремумів зміщуються в напрямку зростання величини коефіцієнта інжекції.

Залежності зростання напору Dh та ККД Δh (рисунок 3.7 б) відображають особливості зміни напірної та енергетичної характеристики струминного насоса.

3.3 Гідравлічна модель високонапірного струминного насоса

Гідравлічна модель високонапірного струминного насоса враховує перепад тиску, пов'язаний із звуженням робочого струменя на ділянці між робочою насадкою і камерою змішування струминного насоса.

У випадку закрутки робочого потоку вихідне рівняння для виведення напірної характеристики струминного насоса має вигляд [189]

$$\begin{aligned} j_2(G_p V_{p2} + G_i V_{i2}) - (G_p + G_i)V_3 &= (P_{33} - P_{i2})f_{i2} + (P_{33} - P_{p2}')f_{p2} = \\ &= P_{33}f_3 - P_{i2}f_{i2} - P_{p2}'f_{p2} \end{aligned} \quad (3.46)$$

На відміну від аналогічного рівняння (3.10) швидкість V_{p1} замінена швидкістю V_{p2} (оскільки для даного випадку $V_{p1} \approx V_{p2}$), тиск P_{p1} замінено на тиск P_{p2} , а площа f_{p1} – на площу f_{p2} . Зусилля яке створюється тиском P_{p2} становить

$$P_{p2}f_{p2} = \int_0^{r_{p2}} P_{p2} 2\pi r dr = P_{p2}f_{p2} + r w_p^2 \frac{\rho}{4} r_p^4 \quad (3.47)$$

Порівняно з гідравлічною моделлю низьконапірного струминного насоса (рівняння 3.11) змінюються границі інтегрування підінтегральної функції. При визначенні останньої складової формули (3.47) прийнято $r_p = r_{p2}$, що дозволило суттєво спростити кінцевий вигляд напірної характеристики струминного насоса. Після підстановки значень швидкостей

$$V_{p2} = \frac{G_p}{f_{p2} r_p}; \quad V_{i2} = \frac{G_i}{f_{i2} r_i}; \quad V_m = \frac{G_w + G_s}{f_3} u_m; \quad V_3 = \frac{G_p + G_i}{f_3 r_3} \quad (3.48)$$

в рівняння (3.47) отримаємо

$$j_2 \frac{G_p}{f_{p2} r_p} + G_i \frac{G_i}{f_{i2} r_i} - (G_p + G_i) \frac{G_p + G_i}{f_3 r_3} =$$

$$= P_{33} f_3 - P_{i2} f_{i2} - P_{p2} f_{p2} - r_p w_p^2 \frac{\rho}{4} r_p^4$$
(3.49)

Значення тисків у вхідному та вихідному перерізах камери змішування визначаються співвідношеннями

$$P_{33} = P_3 - \frac{j_3^2 V_3^2}{2} r_3 = P_3 - \frac{j_3^2 (G_p + G_i)^2}{2 f_3^2 r_3};$$

$$P_{p2} = P_p - \frac{V_{p1}^2 r_p}{2 j_1^2} - DP_\kappa = P_p - \frac{G_p^2}{2 j_1^2 f_{p1}^2 r_p} - DP_\kappa;$$

$$P_{i2} = P_i - DP_\kappa$$
(3.50)

Після підстановки формул (3.50) в рівняння (3.49) отримаємо

$$\frac{G_p^2}{r_p f_{p2}} - \frac{f_{p2}}{2 j_1^2 f_{p1}^2} + \frac{j_2 G_i^2}{f_{i2} r_i} - \frac{j_3^2 (G_p + G_i)^2}{2 f_3 r_3} - DP_\kappa f_3 + r_p w_p^2 \frac{\rho}{4} r_p^4 =$$

$$= DP_3 f_3 - DP_p f_{p2}$$
(3.51)

де $DP_3 = P_3 - P_i$; $DP_p = P_p - P_i$

Після ділення обох частин рівняння (3.51) на формулу $G_p^2 = j_1^2 2 DP_p f_{p1} r_p$ та відповідних перетворень отримаємо рівняння напірної характеристики високонапірного струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку

$$h = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} + 2 j_2^2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2 j_2^2 \frac{f_{p1} r_p}{f_{i2} r_i} - (2 - j_3)^2 (1 + i)^2 \frac{f_{p1} r_p}{f_3 r_3} +$$

$$+ \frac{j_1^2 r_p^2 w_p^2 \rho r_p^4 f_{p1}^2}{2 G_p^2 f_3} - \frac{DP_\kappa}{DP_p}$$
(3.52)

Від базового рівняння отриманий вираз відрізняється складовою, що визначає додатковий динамічний напір викликаний закруткою робочого потоку.

Граничний напір, який створює струминний насос відповідає нульовому значенню коефіцієнта i та гідравлічних втрат DP_κ . Після здійснення підстановок

$$i = 0; \frac{DP_\kappa}{DP_p} = 0; f_{p1} = f_{p2}$$

в рівняння (3.52) отримаємо

$$h_{\max} = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{\dot{e}}{\dot{e}} j_2^2 - (2 - j_3)^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{r_p}{r_3} + \frac{r^2 w_p^2 p r_p^4 f_{p1}}{2 G_p^2} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} \quad (3.53)$$

Для умов закрутки інжектованого потоку рівняння збереження кількості руху рідини має вигляд

$$j_2 (G_p V_{p2} + G_i V_{i2}) - (G_p + G_i) V_3 = P_{33} f_3 - P_{i2} f_{i2} - P_{p2} f_{p2}, \quad (3.54)$$

а зусилля, що створюється тиском інжектованого закрученого потоку визначається за формулою

$$P_{i2} f_{i2} = \frac{r_k}{r_{p2}} \frac{\partial}{\partial r} P_{i2} + r \frac{w_i^2 r^2}{2} \frac{\partial}{\partial r} p r dr = P_{i2} f_{i2} + r w_i^2 \frac{\rho}{4} (r_k^4 - r_p^4) \quad (3.55)$$

Як і у випадку виведення рівняння (3.47) при визначенні додаткового динамічного напору вважаємо $r_{p2} = r_{p1}$.

Після здійснення перетворень, аналогічних перетворенням (3.48) – (3.51) отримаємо рівняння напірної характеристики струминного насоса у випадку закрутки інжектованого потоку

$$h = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{\dot{e}}{\dot{e}} j_2^2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2 j_2^2 i^2 \frac{f_{p1}}{f_{i2}} \frac{r_p}{r_i} - (2 - j_3)^2 (1 + i)^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{r_p}{r_3} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} + \frac{j_1^2 r^2 w_i^2 p (r_k^4 - r_p^4) f_{p1}^2}{2 G_p^2 f_3} - \frac{DP_k}{DP_p} \quad (3.56)$$

Аналог формули (3.53) у випадку закрутки інжектованого потоку має вигляд

$$h_{\max} = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{\dot{e}}{\dot{e}} j_2^2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} - (2 - j_3)^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{r_p}{r_3} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} \quad (3.57)$$

Рівняння напірної характеристики високонапірного струминного насоса в умовах одночасної закрутки робочого та інжектованого потоку враховує формули для визначення додаткового динамічного напору h_{op} , h_{oi} , які входять в рівняння (3.52), (3.56)

$$h = j_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{\dot{e}}{\dot{e}} j_2^2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2 j_2^2 i^2 \frac{f_{p1}}{f_{i2}} \frac{r_p}{r_i} - (2 - j_3)^2 (1 + i)^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{r_p}{r_3} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} - \frac{DP_k}{DP_p} + h_{op} + h_{oi}, \quad (3.58)$$

$$\text{де } h_{op} = \frac{j_1^2 r^2 w_p^2 p r_p^4 f_{p1}^2}{2G_p^2 f_3} = \frac{j_1^2 tg^2 a_p}{2K_{ch}};$$

$$h_{oi} = \frac{j_1^2 r^2 w_i^2 p (r_k^4 - r_p^4) f_{p1}^2}{2G_p^2 f_3} = \frac{2j_1^2 i^2 tg^2 a_i (1 + K_{ch}^{-1})}{(1 + K_{ch}^{0,5})^2 (K_{ch} - 1)} \quad (3.59)$$

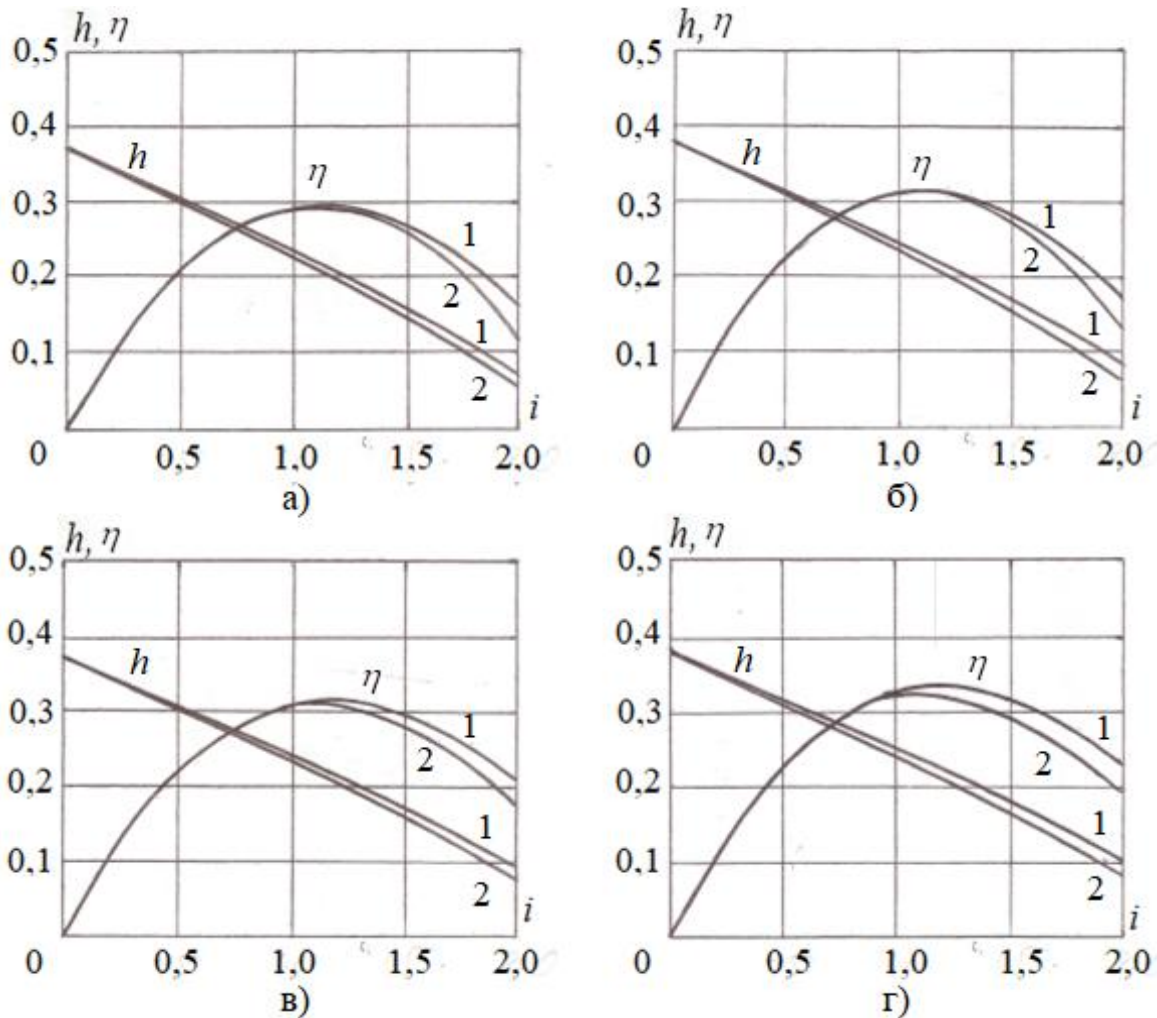


Рисунок 3.8 – Порівняльний аналіз напірних та енергетичних характеристик низьконапірного (1) та високонапірного (2) насоса для різних умов закрутки потоку: а) закрутка потоку відсутня; б) закрутка робочого потоку; в) закрутка інжектowanego потоку; г) одночасна закрутка робочого та інжектowanego потоку

Граничний напір $h_{\max}$ у випадку одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку визначається рівнянням (3.53).

Порівняльний аналіз напірних та енергетичних характеристик свідчить, що максимальний напір та ККД створюють низьконапірні струминні насоси в умовах одночасної закрутки робочого та інжектованого потоку (рисунок 3.8).

3.4 Моделювання асиметричної закрутки інжектованого потоку

Розглянуті випадки моделювання робочого процесу ежекційної системи стосуються потоків, центр закручування яких розміщений на осі струминного насоса. Аналіз сучасних конструкцій свердловинних ежекційних систем, однак, свідчить про можливість асиметричного закручування, коли центр закрутки зміщений по відношенню до осі струминного насоса. На основі проведених автором теоретичних та експериментальних досліджень розроблено дві схеми асиметричного закручування інжектованого потоку [184]:

1. Асиметричне закручування інжектованого потоку та рівномірний розподіл тисків робочого потоку.
2. Асиметричне закручування інжектованого потоку та симетричне закручування робочого потоку.

Запропоновані схеми відзначаються зміщенням осі струминного насоса по відношенню до осі свердловини на величину r_0 (рисунок 3.9).

У випадку асиметричного закручування інжектованого потоку зусилля F_i у вхідному перерізі камери змішування струминного насоса визначається за формулою

$$F_i = P_{i2} f_{i2} = \frac{\rho}{2} P_{i2} + \frac{r w_i^2 (r + r_0)^2}{2} \ddot{\theta} f_{i2}, \quad (3.60)$$

де r_0 – відстань між осями свердловини і струминного насоса.

Після інтегрування зусиль, які діють на елементарний кільцевий переріз $2\pi r dr$ інжектованого потоку (враховуючи, що $r_0 = \text{const}$) отримаємо

$$F_i = \int_{r_p}^{r_k} \frac{\rho}{2} P_{i2} + \frac{r w_i^2 (r + r_0)^2}{2} \ddot{\theta} 2\pi r dr = P_{i2} \pi (r_k^2 - r_p^2) +$$

$$+ r w_i^2 \pi \frac{\rho}{4} (r_k^4 - r_p^4) + 2r_0 \frac{r_k^3 - r_p^3}{3} + r_0^2 \frac{r_k^2 - r_p^2}{2} \ddot{\theta} \pi \quad (3.61)$$

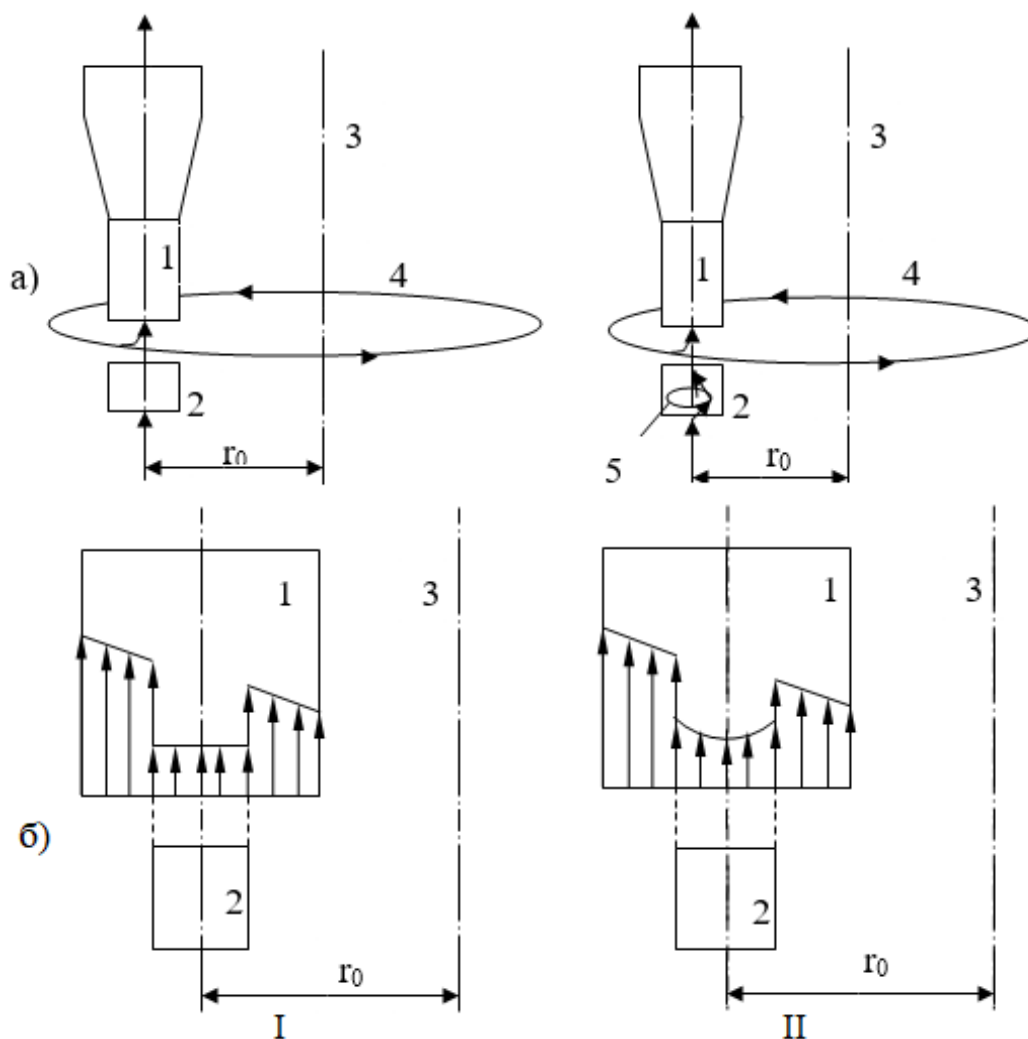


Рисунок 3.9 – Схема асиметричної закрутки інжектованого потоку (а) та розподіл тиску (б) у вхідному перерізі камери змішування:

I – асиметрична закрутка інжектованого потоку та рівномірний робочий потік;
 II – асиметрична закрутка інжектованого потоку та симетрична закрутка робочого потоку

1 – камера змішування з дифузоров; 2 – робоча насадка; 3 – вісь свердловини;

4 – траєкторія циркуляційного руху інжектованого потоку; 5 – траєкторія циркуляційного руху робочого потоку

Здійснюючи комплекс операцій аналогічних випадку симетричної закрутки інжектованого потоку отримаємо рівняння для визначення додаткового динамічного напору у вигляді

$$h_{oi} = \frac{2j_1^2 r w_i^2 p f_{p1}^2}{G_p^2 f_3 u_p} \frac{a_\kappa^4 - r_p^4}{4} + \frac{2}{3} r_0 (r_\kappa^3 - r_p^3) + \frac{1}{2} r_0^2 (r_\kappa^2 - r_p^2) \ddot{\theta} \quad (3.62)$$

або

$$h_{oi} = \frac{j_1^2 r w_i^2 f_{p1}^2}{G_p^2 f_3 u_p} a, \quad (3.63)$$

$$\text{де } a = \frac{a_\kappa^4 - r_p^4}{4} + \frac{8}{3} r_0 (r_\kappa^3 - r_p^3) + 2 r_0^2 (r_\kappa^2 - r_p^2) \ddot{\theta} p^2 \quad (3.64)$$

У випадку нульового зміщення центру закрутки інжектованого потоку $r_0 = 0$ рівняння (3.62) перетворюється на останню складову рівняння (3.29).

Визначимо вигляд рівняння для визначення кутової швидкості асиметричної закрутки інжектованого потоку.

Обертова компонента середньої швидкості інжектованого потоку враховуючи рисунок 3.9 може бути визначена за формулою

$$V_{qs} = \frac{w_i \frac{a_\kappa}{2} + d_0 \ddot{\theta} + w_i \frac{a_p}{2} + d_0 \ddot{\theta}}{2} = \frac{w_i \frac{a_\kappa}{2} + \frac{d_p}{2} + d_0 \ddot{\theta}}{2}, \quad (3.65)$$

де $d_0 = 2r_0$.

Тоді, враховуючи формулу (3.2) результуюча швидкість закрученого інжектованого потоку може бути визначена співвідношенням

$$V_i = \frac{V_{qi}}{\sin a_i} = \frac{w_i \frac{a_\kappa}{2} + \frac{d_p}{2} + d_0 \ddot{\theta}}{2 \sin a_i} \quad (3.66)$$

Враховуючи осьову компоненту відповідно до (3.2) отримаємо

$$V_i = \frac{V_{oi}}{\cos a_i} = \frac{4Q_i}{p(d_\kappa^2 - d_p^2) \cos a_i} \quad (3.67)$$

Після спільного розв'язку рівнянь (3.66), (3.67) визначаємо кутову швидкість асиметричної закрутки інжектованого потоку

$$w_i = \frac{8Q_i \sin a_i}{p(d_\kappa^2 - d_p^2) \cos a_i \frac{a_\kappa}{2} \sqrt{K_{сн}} + \frac{1}{2} + K_0 \ddot{\theta} d_p}, \quad (3.68)$$

де $K_0 = \frac{d_0}{d_p}$.

Враховуючи очевидні співвідношення

$$\operatorname{tg} a_i = \frac{\sin a_i}{\cos a_i}; \quad f_i = \frac{\rho(d_\kappa^2 - d_p^2)}{4}$$

остаточно отримаємо

$$w_i = \frac{4Q_i \operatorname{tg} a_i}{f_i(1 + K_{ch}^{0,5} + 2K_0)d_p} \quad (3.69)$$

Аналіз отриманого рівняння показує, що в умовах асиметричної закрутки інжектованого потоку кутова частота обертання частинок рідини менша, ніж у випадку симетричної закрутки (рівняння (3.32)). Після підстановки формули (3.69) в рівняння (3.63) та відповідних перетворень запишемо

$$h_d = \frac{2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i}{(1 + K_{ch}^{0,5} + 2K_0)^2 (K_{ch} - 1)} \frac{a}{f_3 f_i} = \frac{2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i}{(1 + K_{ch}^{0,5} + 2K_0)^2 (K_{ch} - 1)} A, \quad (3.70)$$

$$\text{де } A = \frac{a}{f_3 f_i} = \frac{(r_\kappa^4 - r_p^4) + \frac{8}{3}r_0(r_\kappa^3 - r_p^3) + 2r_0^2(r_\kappa^2 - r_p^2)}{r_\kappa^2(r_\kappa^2 - r_p^2)} \quad (3.71)$$

В процесі визначення вигляду співвідношення (3.71) врахована формула (3.64) та формули, що визначають площу камери змішування та інжектованого потоку $f_3 = \rho r_\kappa^2$, $f_i = \rho(r_\kappa^2 - r_p^2)$.

У випадку симетричної закрутки інжектованого потоку $r_0 = 0$, тоді $A = 1 + K_{ch}^{-1}$. Після підстановки значень $K_0 = 0$, $A = 1 + K_{ch}^{-1}$ в рівняння (3.70) отримаємо формулу для визначення додаткового напору викликаного симетричною закруткою інжектованого потоку (рівняння (3.34)).

Порівняємо значення додаткових напорів викликаних асиметричною h_{oi}^{ac} та симетричною h_{oi}^c закруткою інжектованого потоку. Порівнюючи формули (3.34), (3.70) отримаємо

$$\bar{h}_{oi} = \frac{h_{oi}^{ac}}{h_{oi}^c} = \frac{A}{\frac{1}{1 + K_{ch}^{0,5}} + \frac{2K_0}{1 + K_{ch}^{0,5}} \frac{\ddot{\sigma}}{\ddot{\sigma}} (1 + K_{ch}^{-1})} \quad (3.72)$$

У випадку $K_0=0$, $A=1+K_{сн}^{-1}$, дане співвідношення приймає значення $\bar{h}_{oi}=1$.

Враховуючи, що асиметричне закручування інжектованого потоку зменшує кутову швидкість обертання частинок рідини порівняно з симетричною закруткою, співвідношення (3.72) впродовж всього діапазона зміни відстані r_0 між осями свердловини і струминного насоса приймає значення менше одиниці (рисунок 3.10). Збільшення асиметрії закрутки (або відносного зміщення струминного насоса) зменшує величину додаткового динамічного напору. Зростання величини основного геометричного параметра $K_{сн}$ збільшує розбіжність між додатковими напорами викликаними асиметричною h_{oi}^{ac} і симетричною h_{oi}^c закруткою інжектованого потоку.

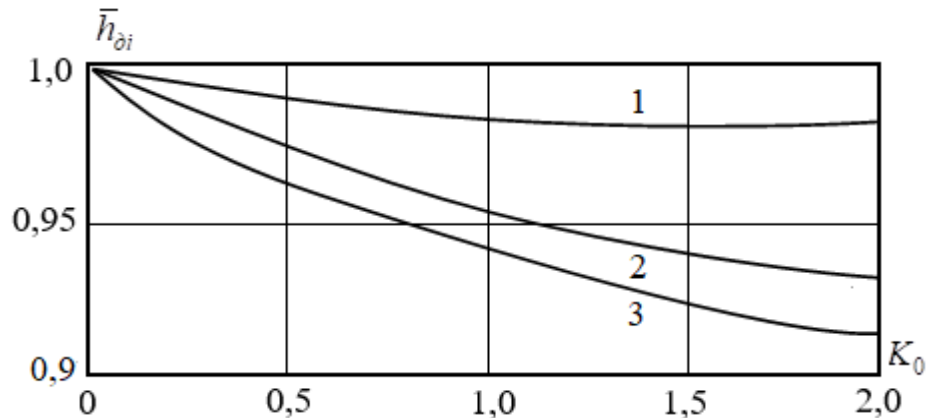


Рисунок 3.10 – Співвідношення додаткових динамічних напорів струминного насоса, викликаних асиметричною та симетричною закруткою інжектованого потоку для різних значень геометричного параметра:

$$1 - K_{сн}=2,0; 2 - K_{сн}=4,0; 3 - K_{сн}=6,0$$

У випадку поєднання асиметричного закручування інжектованого потоку та симетричного закручування робочого потоку додатковий динамічний напір струминного насоса визначається сумуванням рівняння (3.62) та останньої складової рівняння (3.20)

$$h_o = \frac{2j_1^2 r p f_{p1}^2}{G_p^2 f_3 u_p} \frac{\dot{\omega}_i^2}{\dot{\omega}_e^2} \frac{\alpha_k^4 - r_p^4}{4} + \frac{2}{3} r_0 (r_k^3 - r_p^3) + \frac{1}{2} r_0^2 (r_k^2 - r_p^2) \frac{\ddot{\omega}}{\dot{\omega}} + w_p^2 \frac{r_p^4}{4} \frac{\dot{\omega}}{\dot{\omega}};$$

$$\text{або } h_o = \frac{2j_1^2 p f_{p1}^2}{Q_p^2 f_3} \frac{\dot{\omega}_i^2}{\dot{\omega}_e^2} \frac{\alpha_k^4 - r_p^4}{4} + \frac{2}{3} r_0 (r_k^3 - r_p^3) + \frac{1}{2} r_0^2 (r_k^2 - r_p^2) \frac{\ddot{\omega}}{\dot{\omega}} + w_p^2 \frac{r_p^4}{4} \frac{\dot{\omega}}{\dot{\omega}} \quad (3.73)$$

Одночасна асиметрична закрутка інжектованого потоку та симетрична закрутка робочого потоку відповідно до рівняння (3.73) дозволяє збільшити додатковий динамічний напір струминного насоса.

3.5 Моделювання комбінованої закрутки потоку

Використання направляючих елементів для обертання рідини в конструкціях ежекційних систем призначених для буріння свердловин дозволяє отримати комбіноване закручування потоку в проточній частині струминного насоса. Циркуляційна течія в таких конструкціях свердловинних ежекційних систем створюється як за рахунок закручування рідини направляючими елементами, так і внаслідок обертального руху деталей струминного насоса, викликаного обертанням бурильної колони. Необхідно також враховувати, що обертання струминного насоса може здійснюватись використанням спеціальних гідравлічних турбін, які входять до складу свердловинної компоновки.

Характер поєднання механізмів закручування потоку визначається конструкцією, призначенням та умовами використання свердловинних струминних насосів [193] (рисунок 3.11).

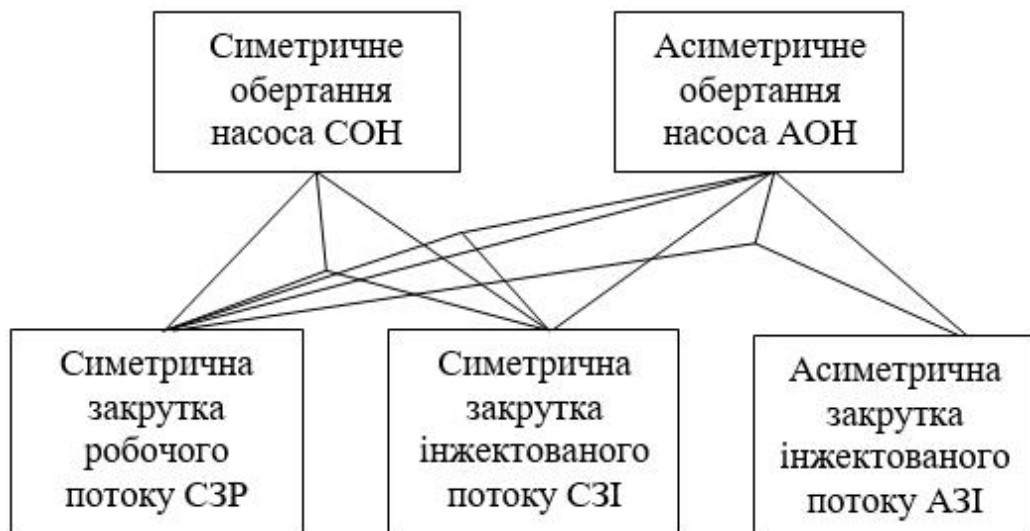


Рисунок 3.11 – Схеми комбінованої закрутки потоку в свердловинних струминних насосах

1. Симетричне обертання струминного насоса та симетрична закрутка робочого потоку (СОН + СЗР).
2. Симетричне обертання струминного насоса та симетрична закрутка інжектованого потоку (СОН + СЗІ).

3. Симетричне обертання струминного насоса та симетрична закрутка робочого і інжектованого потоку (СОН + СЗР + СЗІ).

4. Асиметричне обертання струминного насоса та симетрична закрутка робочого потоку (АОН + СЗР).

5. Асиметричне обертання струминного насоса та симетрична закрутка інжектованого потоку (АОН + СЗІ).

6. Асиметричне обертання струминного насоса та симетрична закрутка робочого і інжектованого потоку (АОН + СЗР + СЗІ).

7. Асиметричне обертання струминного насоса та асиметрична закрутка інжектованого потоку (АОН + АЗІ).

8. Асиметричне обертання струминного насоса, симетрична закрутка робочого та асиметрична закрутка інжектованого потоку (АОН + СЗР + АЗІ).

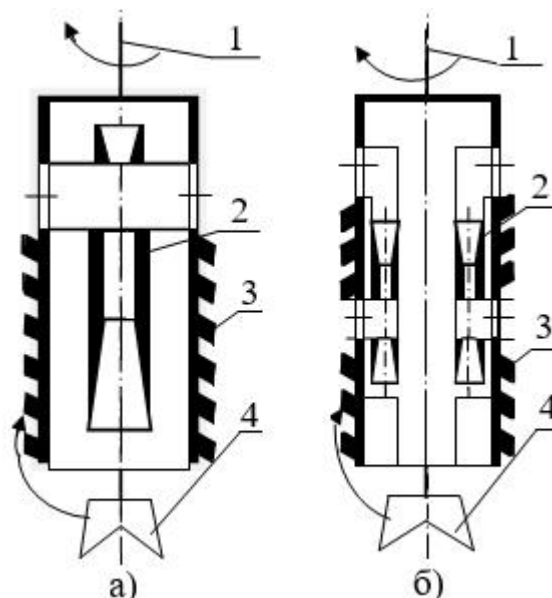
Комбінована закрутка потоку може мати додаткові варіанти при використанні пристроїв, які складаються із двох симетрично та асиметрично розміщених струминних насосів.

Вигляд рівняння характеристики струминного насоса в умовах комбінованої закрутки потоку визначається схемою його розміщення в свердловині. Для симетричного обертання струминного насоса його напірна характеристика визначається відповідними рівняннями, які враховують наявність направляючих елементів для закрутки робочого або інжектованого потоків, а вплив обертання бурильної колони визначається величиною коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей j_2 у вхідному перерізі камери змішування. Наприклад для низьконапірного струминного насоса у випадку закрутки робочого потоку напірна характеристика визначається рівняннями (3.20), (3.22), (3.23), а коефіцієнт j_2 – рівнянням (2.223).

Приклади запропонованих автором схем комбінованої закрутки потоку приведені на рисунку 3.12.

Рисунок 3.12 а стосується симетричного обертання струминного насоса, яке доповнюється симетричною закруткою інжектованого потоку. Зовнішня поверхня корпусу пристрою (розміщена нижче приймальної камери струминного насоса)

містить гвинтові канавки, які закручують висхідний потік у затрубному просторі в напрямку за годинниковою стрілкою. Площа поперечного перерізу гвинтових канавок дорівнює площі перерізу каналу затрубного простору, а вершини гвинтових канавок взаємодіють з стінкою свердловин.



1 – бурильна колонна; 2 – струминний насос; 3 – гвинтові канали; 4 – долото

Рисунок 3.12 – Ежекційні системи з комбінованою симетричною (а) та асиметричною (б) закруткою інжектowanego потоку

Таке виконання зовнішньої поверхні корпусу струминного насоса відіграє роль калібратора. Напрям обертowego руху закрученого інжектowanego потоку співпадає з напрямом руху ротора, бурильної колони і деталей струминного насоса. У випадку асиметричного обертання струминного насоса і асиметричної закрутки інжектowanego потоку (рисунок 3.12 б) інжектований потік надходить в приймальні вікна за двома зустрічними напрямками. Висхідний інжектований потік рухається в каналах гвинтового профілю від вибою і набуває обертowego руху в напрямку за годинниковою стрілкою. Низхідний інжектований потік рухається в каналах гвинтового профілю в напрямку до вибою. Враховуючи, що напрямки гвинтових каналів зустрічних потоків є протилежними, низхідний потік також набуває обертowego руху за годинниковою стрілкою.

Поєднання циркуляційного руху, викликаного обертанням деталей ежекційної системи з закруткою потоку направляючими елементами дозволяє інтенсифікувати обертання частинок рідини в проточній частині струминного

насоса та збільшити вплив циркуляційних потоків на характеристики свердловинних струминних насосів.

Висновки

Запропонований та теоретично обґрунтований механізм локальної циркуляції змішуваних потоків на основі збереження кількості руху рідини в суміжних струменях з параболічним розподілом тисків. Отримані рівняння дозволяють додатково врахувати наявність в проточній частині струминного насоса направляючих елементів для закручування потоку та встановити особливості робочого процесу вихрових ежекційних систем:

- кутова частота обертання закручених потоків прямопропорційна витраті та куту нахилу направляючих елементів;
- зростання напору та ККД, викликане закруткою потоку, прямопропорційне коефіцієнту інжекції та куту нахилу направляючих елементів і обернено пропорційне величині основного геометричного параметра струминного насоса;
- зростання оптимального напору та основний геометричний параметр пов'язані нелінійною екстремальною залежністю;
- зростання граничного напору не залежить від основного геометричного параметра струминного насоса;
- додатковий динамічний напір, викликаний закруткою робочого потоку залишається незмінним для будь-яких значень коефіцієнта інжекції;
- зростання максимальних значень ККД та основний геометричний параметр струминного насоса зв'язані нелінійною оберненою залежністю;
- отримана крива рівних напорів для визначення різновиду потоку (робочого або інжектowanego), вплив якого на напір та ККД для заданих умов є домінуючим;
- максимальний напір та ККД струминного насоса відповідають одночасній закрутці робочого та інжектowanego потоку;
- асиметрична закрутка потоку зменшує відносний напір струминного насоса.

Вплив асиметрії закрутки зростає для більших значень основного геометричного параметра струминного насоса.

Область використання розробленої моделі обмежена конструкцією струминного насоса з центральним спрямуванням робочого потоку, паралельною орієнтацією та локальним закручуванням змішуваних потоків встановленими в

каналах підведення робочого та інжектowanego середовища похилими направляючими елементами.

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЙНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВИХРОВОГО СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Кавітаційний режим супроводжується катастрофічним зниженням напору та ККД струминного насоса, викликає підвищену гідроабразивну ерозію деталей його проточної частини та створює додаткове навантаження на поверхневий насосний агрегат. Це свідчить про актуальність досліджень, спрямованих на запобігання роботи струминного насоса в кавітаційному режимі.

Запропонована в другому розділі роботи математична модель змішування потоків у вигляді сукупності елементарних течій, які описуються гідродинамічними функціями комплексної змінної і визначаються сумуванням розв'язків рівняння Лапласа не дозволяє визначити траєкторію робочого струменя і не може бути використана для моделювання кавітаційного режиму роботи струминного насоса [35]. Запропонований в даному розділі механізм визначення впливу обертання потоку на конфігурацію траєкторії робочого струменя не може бути застосований для виведення приведених в попередніх розділах рівнянь напірної характеристики струминного насоса, оскільки не враховує взаємовплив гідродинамічних параметрів робочої та інжектованої течії. Витрата інжектowanego потоку для даної постановки задачі не впливає на конфігурацію робочого струменя і на характер розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса. Крім того, відсутність впливу витрати інжектowanego потоку та коефіцієнта інжекції на гідродинамічні параметри робочого струменя не дозволяє отримати рівняння, що визначають режим граничного напору ежекційної системи і, таким чином, обмежують область її використання. Відокремлений аналіз гідродинамічних параметрів обох потоків, однак, дозволяє визначити особливості створення вакууму до величини тиску насичених парів і, отже, не суперечить моделюванню кавітаційних умов роботи струминного насоса.

Моделювання кавітаційного режиму роботи струминного насоса передбачає наступні етапи [35], [39], [45], [49]:

- 1) Визначення траєкторії струменя.

- 2) Адаптування рівнянь, що визначають траєкторію струменя до умов використання свердловинного струминного насоса.
- 3) Дослідження характеру розподілу швидкостей по перерізу струменя та визначення коефіцієнта швидкості для умов обертання потоку.
- 4) Визначення умов існування мінімального тиску в проточній частині струминного насоса.
- 5) Розрахунок граничних параметрів використання струминного насоса для умов його експлуатації в кавітаційному режимі.

Зважаючи на фізичну можливість появи кавітації як у робочому, так і в інжектованому потоці наслідком моделювання гідравлічних явищ в проточній частині струминного насоса повинні стати аналітичні вирази, які описують кавітаційний режим робочої насадки та кавітаційний режим камери змішування. В процесі досліджень необхідно визначити граничні режимні та конструкторські параметри ежекційної системи, які відповідають роботі струминного насоса в кавітаційному режимі. На відміну від відомих методів запропонована модель повинна враховувати можливість обертання струминного насоса або закрутки потоку.

4.1. Постановка задачі визначення кавітаційних характеристик свердловинних ежекційних систем

Виникнення кавітації в проточній частині струминного апарата може бути віднесено до граничних режимів його експлуатації. Граничні режими експлуатації струминного апарата [36] характеризуються наявністю особливих точок його напірної характеристики (рисунок 4.1). Точка «Г» визначає здатність струминного апарата створювати граничний тиск і характеризується максимальною величиною відносного напору $h = h_{\max}$ та нульовим значенням коефіцієнта інжекції $i = 0$. Граничний режим експлуатації струминного апарата визначає максимально допустиму глибину його розміщення в свердловині, мінімальне значення робочої витрати та максимальну величину діаметра робочої насадки. Оптимальний режим роботи струминного апарата характеризує точка «О», коли ежекційна система експлуатується в умовах максимального значення ККД. Даному режиму роботи

струминного апарата відповідає оптимальне значення коефіцієнта інжекції i_{opt} [36].

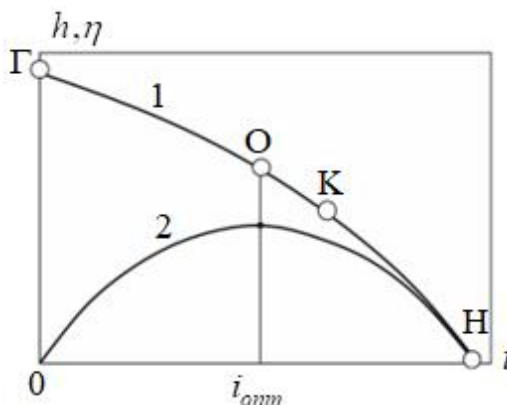


Рисунок 4.1 – Напірна 1 та енергетична 2 характеристика струминного апарата [36]

Точка «К» відповідає роботі струминного апарата в кавітаційному режимі. Режим нульового напору (точка «Н») відзначається нульовим значенням відносного напору $h=0$ та максимальною величиною коефіцієнта інжекції $i = i_{max}$ [36].

Мета моделювання кавітаційних процесів в свердловинній ежекційній системі – встановлення відповідності між мінімальним значенням тиску в проточній частині струминного насоса P_{min} , глибиною свердловини H , витратою робочого потоку Q_p та діаметром робочої насадки d_p (рисунок 4.2) [40]

$$P_{min} = f(H, Q_p, d_p) \quad (4.1)$$

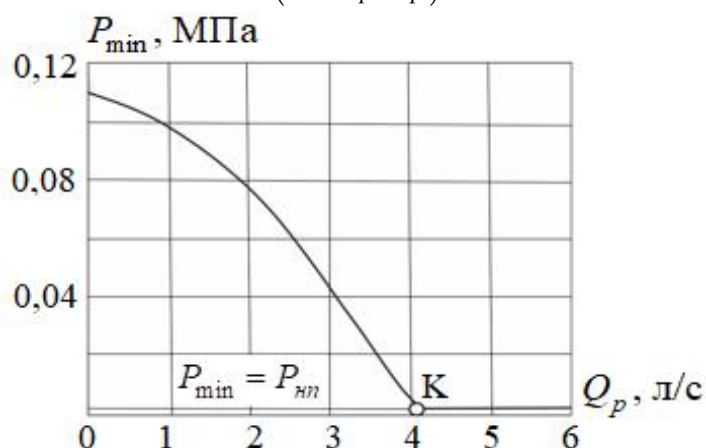


Рисунок 4.2 – Залежність тиску на виході з робочої насадки від витрати робочого потоку [36]

Горизонтальна пряма в нижній частині графіка визначає величину тиску насичених парів рідини. Перетин даної прямої з залежністю $P_{\min} = f(Q_p)$ (точка К) визначає максимальне значення робочої витрати $Q_{p\max}$, перевищення якого відповідає роботі струминного апарата в кавітаційному режимі [36].

Дану закономірність [40] необхідно встановити для різних конструкцій свердловини, ежекційної системи та промивальної системи долота. В граничному випадку, коли значення тиску $P_{\min}$ знижується до тиску насичених парів рідини, параметри H , Q_p , d_p перетворюються на граничні величини $H_{\min}$, $Q_{p\max}$, $d_{p\min}$, які відповідають виникненню кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса.

Гідродинамічна кавітація в струминному насосі може виникати як в робочому і інжектованому потоках, так і на границях їх контакту в примежевій області [40], [106], [108], [163], [241]. Утворення в проточній частині струминного насоса кавітаційних каверн зменшує фактичну площу робочої та інжектованої течій і збільшує гідравлічні втрати у змішуваних потоках, внаслідок чого відбувається зниження напору та ККД ежекційної системи. Особливість виникнення кавітаційних явищ в свердловинних ежекційних системах пов'язана з впливом на робочий процес струминного насоса значних гідростатичних тисків. Внаслідок дії гідростатичного тиску кавітація в свердловинному струминному насосі виникає при значно більших витратах робочого потоку порівняно із застосуванням поверхневих ежекційних систем.

Границі робочого та інжектованого потоків в загальному випадку не співпадають з формою поверхонь проточної частини струминного насоса, у зв'язку з чим застосування основних рівнянь гідродинаміки передбачає попереднє визначення конфігурації вільних поверхонь занурених струменів.

Траєкторії робочого та інжектованого струменів в проточній частині струминного насоса (рисунок 4.3 а) мають вигляд асимптотичних кривих [35]. Точка А є точкою відриву граничної лінії течії робочого струменя, яка є зовнішньою межею робочого і внутрішньою межею інжектованого потоку [35].

Зважаючи на зміну вздовж осі симетрії площі перерізу робочого та інжектowanego струменів необхідно встановити яку відстань від сопла струминного насоса необхідно прийняти за розрахункову при визначенні гідродинамічних параметрів потенціальних потоків [35]. З теорії гідродинамічної кавітації відомо, що утворення кавітаційної зони відбувається в локальному об'ємі, який відповідає мінімальному тиску в потоці рідини [162], [177], [241]. В процесі експериментального дослідження змішування струмин в короткій трубі відносної довжини $x/d=3,5$ з коефіцієнтами інжекції $i=0,071; 0,14; 0,25$ встановлено, що статичний тиск [154] зменшується починаючи від вихідного перерізу робочої насадки та досягає мінімального значення в кінці області потенціального ядра $x = l_{\min}$ (рисунок 4.3 б) і далі асимптотично зростає за течією.

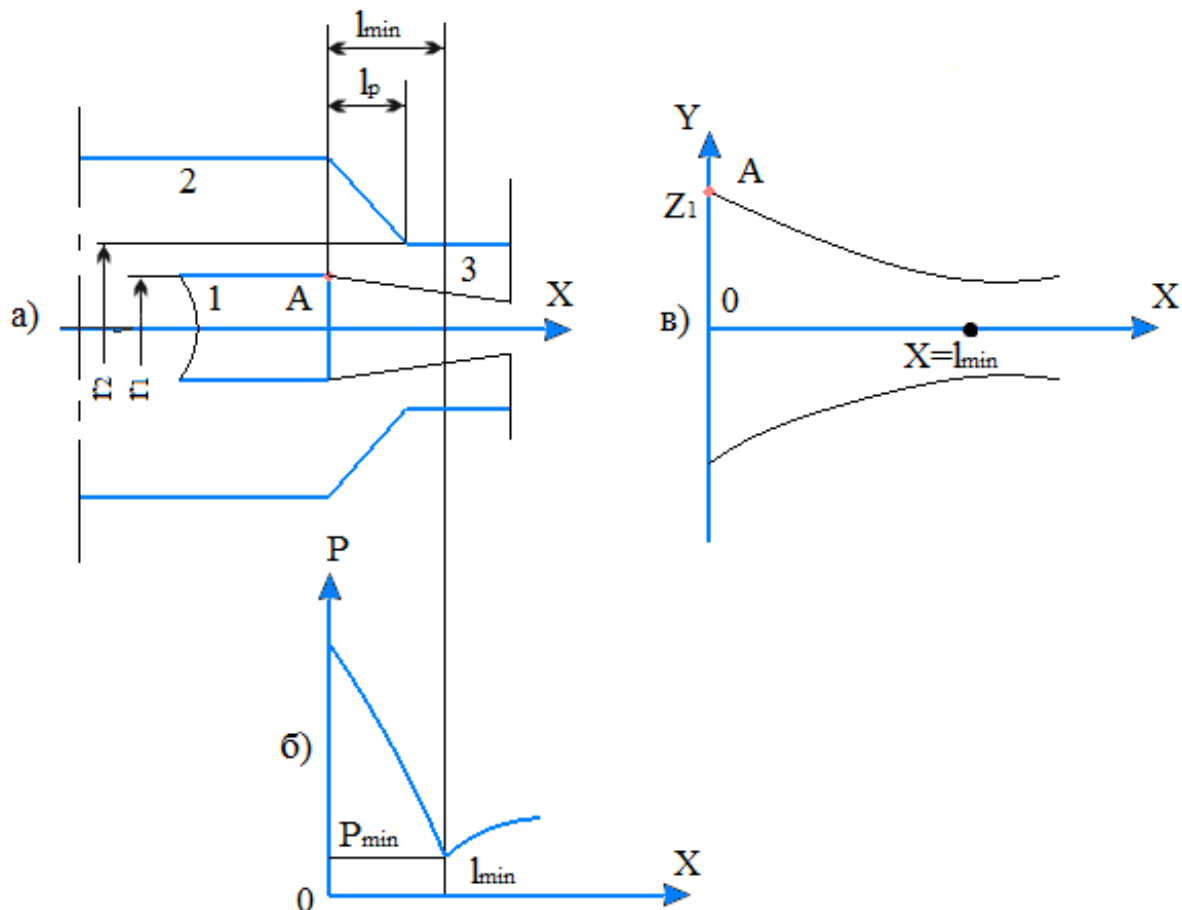


Рисунок 4.3 – Конфігурація траєкторії робочого струменя: а) геометрія проточної частини струминного насоса: 1 – робоча насадка; 2 – приймальна камера; 3 – камера змішування; б) зміна тиску по довжині струминного насоса; в) конфігурація ліній течії робочого струменя [35]

Довжина області потенціального ядра зануреного струменя за даними експериментальних досліджень п'яти авторів (Геттінгенського інституту Прандтля, Туркуса, Сиркіна, Трюпеля і Цимма) становить $x=(4,4-5,1)d_p$. Ця величина буде використана для аналізу кавітаційних характеристик струминного насоса отриманих із застосуванням запропонованої математичної моделі.

На відміну від робочої течії, конфігурація якої визначається виключно радіусом r_1 робочої насадки (рисунок 4.3 в), форма інжектрованої течії залежить від трьох параметрів: радіусів r_1, r_2 та відстані від сопла до камери змішування l_p . Необхідно також відзначити, що у випадку дослідження інжектowanego потоку внаслідок симетрії течії відносно осі абсцис можна обмежитись розглядом виключно її верхньої половини. Враховуючи, що вісь симетрії є лінією течії вона може бути замінена твердою стінкою.

В процесі моделювання гідравлічних зв'язків між елементами системи циркуляції свердловини прийнято існування наступних гідродинамічних особливостей.

1. Поглинання промивального розчину та флюїдопрояви в свердловині відсутні.
2. Режим руху промивального розчину в елементах гідравлічної системи свердловини – турбулентний.
3. Вважаємо, що початок роботи струминного насоса в кавітаційному режимі співпадає з моментом встановлення в його проточній частині тиску, величина якого відповідає тиску «холодного» кипіння промивального розчину.

Перша умова визначає можливість застосування при моделюванні робочого процесу ежекційної системи основних законів гідродинаміки і, зокрема, рівняння балансу витрат насосно-циркуляційної системи свердловини. Дана умова виконується протягом основного часу будівництва свердловини, оскільки її порушення може розглядатись як початок виникнення аварійної ситуації.

Існування турбулентного режиму руху рідини передбачає значення коефіцієнтів Коріоліса рівняння Бернуллі $a=1$. Крім того, можуть бути прийняті постійними значення коефіцієнтів витрати насадок струминного насоса та

промивальної системи долота. Остання обставина дозволяє суттєво спростити вигляд рівнянь, які описують робочий процес ежекційної системи свердловини. Необхідно відзначити, що незважаючи на можливість існування ламінарної інжектованої течії (яка відповідає малим значенням коефіцієнта інжекції) виникнення кавітації в умовах дії значних гідростатичних тисків передбачає наявність значних швидкісних напорів, що може бути реалізовано виключно в умовах турбулентного потоку.

Третя умова констатує неможливість теоретичного визначення гідродинамічних параметрів робочого потоку струминного насоса, які відповідали б появі стійких кавітаційних каверн та кавітаційному зниженню напору ежекційної системи. Відповідно до даної умови вважаємо, що розвинена кавітація в проточній частині струминного насоса виникає одразу після зниження тиску в локальному об'ємі до величини тиску парів промивального розчину.

При моделюванні потоків в проточній частині струминного насоса прийняті припущення:

1. Робоча та інжектована рідина є невагомою і ідеальною, а вихроутворення відсутнє.
2. На вільних границях струменя тиск і швидкість незмінні, а модуль швидкості дорівнює швидкості набігаючого потоку.

Перше припущення визначає потенціальність потоку та можливість застосування для його аналізу теорію функцій комплексної змінної.

Друге припущення спирається на теорію струмин, яка розглядає течії, обмежені частково твердими стінками, а частково – вільними поверхнями. Границі реальних струменів мають вигляд тонкого неусталеного вихрового шару, який швидко втрачає свою структуру, розмивається і перетворюється на вихрову течію. Однак, у випадку створення кавітаційних порожнин характер течії стає аналогічним витіканню струменя в рідину з меншою густиною, коли струмінь зберігає своє ядро на відстані 30 початкових діаметрів [86]. В умовах розвиненої кавітації між рідиною та газами, що заповнюють кавітаційну порожнину утворюються чітко окреслені границі. Вздовж поверхонь розділу тиск близький до

сталого, тому ці границі рідини можна розглядати як вільні поверхні, які виникають при їх сходженні з точок відриву потоку. В цьому випадку струмінь піддається розмиванню не так інтенсивно і його структура залишається сталою.

Методи розв'язку поставленої задачі визначаються системою рівнянь

$$d\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}\right) = h_{i-j}; \quad (4.2)$$

$$\int_{S_i} V dS = \int_{S_j} V dS; \quad (4.3)$$

$$\oint Q_i = 0; \quad (4.4)$$

$$H_A - H_B = (S_0 Q^2 l)_1 = (S_0 Q^2 l)_2; \quad (4.5)$$

$$W(z) = j + iy; \quad (4.6)$$

$$V_x = \frac{\partial \psi}{\partial y} = \frac{\partial \varphi}{\partial x}; \quad (4.7)$$

$$V_y = \frac{\partial \psi}{\partial x} = -\frac{\partial \varphi}{\partial y}; \quad (4.8)$$

$$W(x) = W(f(z)) = W(z), \quad (4.9)$$

де z , $\frac{P}{\rho g}$, $\frac{V^2}{2g}$ – геометричний, п'єзометричний та швидкісний напір потоку;

h_{i-j} – втрати напору в потоці між “ i ” та “ j ” перерізами;

V – швидкість потоку рідини густиною ρ в перерізах площею S_i , S_j ;

Q_i – витрата потоку у вузловій точці;

H_A , H_B – гідродинамічний напір у вузлових точках A , B ;

S_0 – питомий опір каналів довжиною l ;

$W(z)$ – комплексний потенціал шуканої течії;

φ – функція потенціалу швидкостей;

ψ – функція течії;

V_x , V_y – компоненти швидкості;

$W(x)$ – комплексний потенціал еталонної течії.

Формула (4.2) є загальною формою запису рівняння збереження енергії потоку (в інтерпретації Бернуллі) і визначає взаємозв'язок гідродинамічних параметрів i -го та j -го перерізів. Рівняння (4.3) визначає незмінну величину витрати

в будь-якому перерізі гідравлічної системи. Рівняння (4.4), (4.5) стосуються ежекційних систем з паралельним включенням струминного насоса. Рівняння (4.4) характеризує баланс витрат у вузлових точках ежекційної системи, а рівняння (4.5) дозволяє визначити різницю напорів між вузовими точками за допомогою попередньо розрахованих чисел Рейнольдса R_e , та коефіцієнтів гідравлічного тертя λ із врахуванням фактичної зони турбулентного тертя.

Рівняння (4.6) визначає загальну структуру комплексного потенціалу шуканої течії в проточній частині струминного насоса, а рівняння (4.7), (4.8) (умови Коші-Рімана) визначають потенціальність потоку.

Задача про визначення конфігурації ліній течії за заданим полем швидкостей передбачає інтегрування системи диференціальних рівнянь із змінними у вигляді координат частинок рідини. Враховуючи, що компоненти швидкості є функціями цих координат диференціальні рівняння ліній течії в загальному випадку не можуть бути проінтегровані шляхом відокремлення змінних. Разом з тим з теорії плоских потенціальних потоків відомо, що кожна система ліній течії визначає вигляд певної функції комплексного аргументу, дійсна частина якої характеризує швидкість, а уявна – витрату рідини. Це дає підстави застосовувати для пошуку конфігурацій ліній течії теорію функцій комплексної змінної.

Аналіз кінематики потенціального потоку нестисливої рідини з математичної точки зору передбачає розв'язок однорідного диференціального рівняння з частковими похідними другого порядку (рівняння Лапласа). На сьогоднішній день отриманий розв'язок для елементарних потенціальних потоків з відомим розподілом швидкостей, що виключає необхідність розв'язку рівняння Лапласа. Розв'язок цієї задачі для складних потоків полягає у необхідності отримання такого часткового розв'язку, який задовольняв би її граничним умовам. Метод накладання потенціальних потоків, використаний в другому розділі, має обмежені можливості, оскільки наперед невідомо які потоки необхідно складати для отримання потрібної течії. Отже, таким методом неможливо отримати розв'язок у випадку визначення поля течії в заданих границях складної конфігурації.

Для побудови контуру потоку складної конфігурації застосовуємо метод конформного відображення, який полягає у відображенні області з відомим комплексним потенціалом $W(x)$ на область течії з заданими границями. Рівняння (4.9) характеризує конформне перетворення потенціальних течій. Застосування даного методу передбачає пошук аналітичної (перетворюючої) функції $x = f(z)$, яка здійснює необхідне для визначення течії робочого та інжектowanego потоку конформне відображення. Границі областей робочого та інжектowanego потоку при цьому визначаються відповідно до теорії струменів: на твердих поверхнях, які обмежують течію, нормальна складова швидкості дорівнює нулю, а на вільних поверхнях модуль швидкості приймає постійні значення.

4.2. Моделювання кавітаційного режиму робочої насадки

4.2.1 Визначення траєкторії робочого струменя

В процесі визначення траєкторії робочого струменя використовуємо видозмінений розв'язок задачі Кірхгофа (з доповненнями Жуковського-Мітчела) про плоске відривне обтікання похилої стінки. Метод Кірхгофа справедливий для випадку плоского руху рідини і не може в запропонованому вигляді використовуватись в умовах поєднання реального потоку, який генерується точковим стоком, і циркуляційного руху утвореного точковим вихором, оскільки лінії течії для вищезгаданих гідродинамічних функцій знаходяться у взаємно перпендикулярних площинах. Відповідно до розробленої автором дисертаційних досліджень математичної моделі наявність циркуляційної течії може бути врахована шляхом використання коефіцієнта нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей по перерізу робочого струменя. Обертання потоку за рахунок дії сил в'язкісного тертя змінює епіюру поздовжніх швидкостей, що може бути враховано введенням у відому методику розрахунку коефіцієнта нерівномірності β . Завданням наступних досліджень є встановлення взаємозв'язку між величиною коефіцієнта β і кутовою швидкістю обертання потоку. Крім того, на відміну від відомої методики розв'язок у вигляді системи параметричних рівнянь шляхом виключення проміжного параметра представлений автором у

вигляді одного рівняння, яке визначає безпосередній взаємозв'язок між координатами траєкторії робочого струменя.

Розглянемо задачу витікання рідини з простору, обмеженого симетричними прямолінійними похилими стінками [155]. Виберемо осі OX та OY в площині Z (рисунок 4.4 а) та позначимо через α кут нахилу стінок до вертикалі.

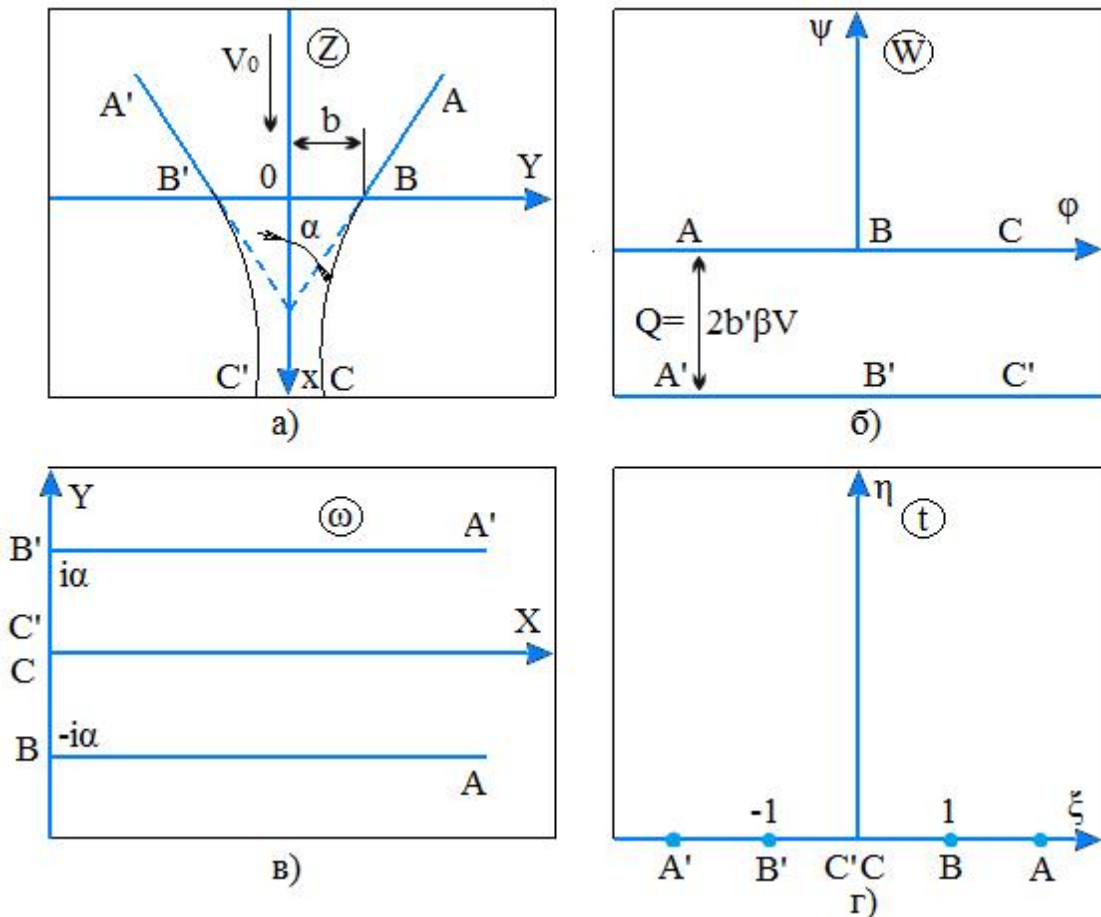


Рисунок 4.4 – Конфігурація області течії робочого потоку: а) фізична площина; б) площина комплексної змінної; в) площина змінної Жуковського; г) площина параметричної змінної

У випадку $\alpha = \frac{\rho}{2}$ отримаємо частковий випадок витікання рідини з отвору в плоскій стінці. Ширину отвору BB' (рисунок 4.4 а) обмеженого простору позначимо через $2b$. Швидкість набігаючого потоку становить V_0 . Швидкість V_0 в безмежності приймає нульові значення. Границі вільного струменя BC , $B'C'$ асимптотично наближаються до вертикальної осі. Значення кута утвореного

вектором швидкості на границі струменя та дотичної до неї змінюється від α на осі ОУ до нуля в безмежно віддаленій точці вільного струменя.

Ширина струменя становить $Q_p/\beta V$, де коефіцієнт β визначає нерівномірність розподілу швидкостей, викликану обертанням потоку. За відсутності обертання потоку, очевидно, що для потенціального руху $\beta=1$. Зважаючи на те, що для циркуляційної течії коефіцієнт β приймає значення $\beta<1$ обертання потоку викликає розширення струменя. В процесі теоретичного аналізу необхідно визначити конфігурацію границь вільного струменя для умов його обертання в проточній частині струминного насоса та встановити взаємозв'язок між відомими $(b, \alpha, V_o, Q_p, \omega)$ та невідомими (x, y) величинами.

Визначимо вигляд області течії обмеженої в фізичній площині Z ((рисунк 4.4 а) стінками АВ, А'В' та лініями течії ВС (В'С') в площині комплексної змінної. Потенціальність течії передбачає існування комплексного потенціалу $W = j + i\psi$. Враховуючи, що комплексний потенціал визначається з точністю до адитивної константи вигляду $C = C_1 + C_2$, то постійні C_1, C_2 завжди можна прийняти такими, щоб на лінії течії АВС функція течії приймала б значення $\psi = 0$. Тоді для отримання заданої витрати Q_p на лінії течії, що проходить через вісь симетрії потоку (вісь X), повинне виконуватись співвідношення $\psi = -\frac{Q_p}{2}$, а на лінії течії А'В'С' – відповідно $\psi = -Q_p$. Прийняті співвідношення визначаються фізичним змістом функції течії: витрата рідини, що рухається між двома будь-якими лініями течії дорівнює різниці значень функції течії ψ на цих лініях.

Лінії течії виходять з безмежності та прямують в безмежність, тобто функція ψ змінюється від $-\infty$ до $+\infty$. Еквіпотенціальні лінії відзначаються незмінною величиною потенціалу швидкості $j = \text{const}$, а зміна величини функції j відбувається при переході від однієї еквіпотенціальної лінії до іншої. Тоді враховуючи ортогональність еквіпотенціальних ліній по відношенню до ліній течії можна стверджувати, що потенціал швидкості вздовж лінії течії також змінюється в діапазоні від $-\infty$ до $+\infty$. Внаслідок довільного прийняття постійних C_1, C_2 можна

прийняти нульові значення функції течії ψ та потенціалу швидкості ϕ в точках B, B' . Тоді потенціал швидкості ϕ вздовж лінії течії ABC і $A'B'C'$ змінюється від $-\infty$ до 0 в точках B, B' та від 0 до $+\infty$ нижче осі Y .

В площині комплексного потенціалу $W = \phi + i\psi$ внаслідок ортогональності геометричних зображень складових даного рівняння, вісь ординат визначає функцію течії ψ , а вісь абсцис – потенціал швидкості ϕ . В даній площині сукупність ліній течії має вигляд горизонтальних прямих, кожна з яких відповідає власному значенню функції ψ , а сукупність екіпотенціальних ліній визначається серією вертикальних прямих з різними значеннями потенціалу швидкості. Враховуючи, що нульові значення функцій ψ, ϕ в площині Z (рисунок 4.4 а) відповідають точці B , в площині комплексної змінної W ця точка знаходиться в початку координат (рисунок 4.4 б). Враховуючи, що прийняте значення функції течії на похилій стінці AB (рисунок 4.4 б) становить $\psi = 0$, вісь абсцис співпадає з нульовою лінією течії. Лінія течії $A'B'C'$ в площині w повинна проходити паралельно лінії течії ABC . Тоді відстань між лініями течії ABC та $A'B'C'$ визначає величину витрати рідини Q_p . Таким чином, області течії фізичної площини Z в площині W буде відповідати полоса шириною Q_p .

Враховуючи, що тверді стінки, які обмежують область течії складаються з кінцевої кількості прямих ліній, в процесі подальшого розв'язку задачі використовуємо метод Жуковського-Мітчела. Введемо допоміжну площину змінної Жуковського за допомогою застосування функції

$$w = \ln \frac{\bar{V}_0}{\bar{V}}, \quad (4.10)$$

де $\bar{V}_0$ – спряжена швидкість набігаючого потоку;

$\bar{V}$ – спряжена швидкість струменя на вільній лінії течії.

Формула (4.10) визначає область течії, якій відповідає еталонний контур обтікання.

Значення швидкостей можуть бути представлені у показовій формі

$$V_o = V_{ou} + iV_{ov} = |V_o|e^{ai}; \quad (4.11)$$

$$V = V_u + iV_v = |V|e^{bi}, \quad (4.12)$$

де V_{ou}, V_{on}, V_u, V_n – компоненти швидкості;

$|V_o|, |V|$ – модулі швидкостей;

α – аргумент комплексної швидкості набігаючого потоку;

b – аргумент комплексної швидкості на лінії течії вільного струменя;

Для спряжених швидкостей формули (4.11), (4.12) мають вигляд

$$\bar{V}_o = V_{ou} - iV_{ov} = |V_o|e^{-ai}; \quad (4.13)$$

$$\bar{V} = V_u - iV_v = |V_o|e^{-bi} \quad (4.14)$$

Після підстановки рівнянь (4.13), (4.14) у формулу (4.10) отримаємо

$$w = \ln \frac{\bar{V}_o}{\bar{V}} e^{qi} = \ln \frac{|V_o|}{|V|} e^{(-a+b)i} = \ln \frac{|V_o|}{|V|} e^{qi}, \quad (4.15)$$

де θ – аргумент комплексної швидкості в площині змінної Жуковського.

Після заміни логарифму добутку сумою логарифмів запишемо

$$w = \ln \frac{|V_o|}{|V|} e^{qi} = \ln \frac{|V_o|}{|V|} + \ln e^{qi} = \ln \frac{|V_o|}{|V|} + qi \quad (4.16)$$

Враховуючи визначення комплексного потенціалу та його структуру рівняння (4.16) можна привести до вигляду

$$w = X + iY \quad (4.17)$$

де дійсна X та уявна Y частини комплексного числа ω визначаються за формулами

$$X = \ln \frac{|V_o|}{|V|}; \quad (4.18)$$

$$Y = q \quad (4.19)$$

Визначимо вигляд області течії на площині змінної Жуковського. Враховуючи вигляд комплексного потенціалу (4.17), його значення в площині ω визначаються в системі координат, утвореній вертикальною Y та горизонтальною X осями.

Відповідно до інтеграла Коші-Бернуллі значення швидкості у вільному струмені V є постійним і дорівнює швидкості рідини набігаючого потоку $|V_o| = |V|$. Тоді для лінії течії ВС отримаємо $\ln(|V_o|/|V|) = \ln 1 = 0$. З іншого боку кут θ вздовж лінії течії змінюється від $\theta = -\alpha$ (в точці В) до нуля в безмежності. Останнє пов'язане

з тим, що лінія течії ВС асимптотично наближається до вертикалі. Кут α в безмежності зменшується до нуля і лінія течії ВС проходить паралельно осі X. Для лінії течії ВС можемо констатувати, що дійсна частина функції Жуковського є постійною ($x = 0$), а уявна – змінною. Тоді функція $w = \ln(|V_o/V|) + qi$ вздовж лінії течії ВС змінюється від нуля (в точці С) до $-\alpha i$ (в точці В). Аналогічно вздовж лінії течії В'С' функція ω змінюється від нуля (в точці С') до $+\alpha i$ (в точці В'). При визначенні знаку перед величиною кута α приймаємо, що позитивні значення α відповідають обертанню стінки АВ (або А'В') навколо точки В (або В') проти годинникової стрілки.

Для граничної лінії течії на стінці АВ швидкість набігаючого потоку в безмежності, тобто в точці А, дорівнює $V_o=0$. Тоді для першої складової формули Жуковського отримаємо $\ln(|V_o/V|) = \ln 0 = \infty$. Друга складова формули Жуковського приймає вздовж стінки АВ постійні значення $Y = \theta = -\alpha = \text{const}$. Тоді функція $w = \ln(|V_o/V|) + qi$ вздовж граничної лінії течії АВ змінюється від ∞ (в точці А) до $-\alpha i$ (в точці В). Аналогічно функція ω вздовж граничної лінії течії А'В' змінюється від ∞ (в точці А') до $+\alpha i$ (в точці С').

Відповідно до характеру зміни функції Жуковського отримаємо зображення заданої області течії. Зображення граничних ліній течії АВ, А'В' в області змінної Жуковського має вигляд прямих, паралельних осі X і розміщених від неї на відстані $\pm \alpha i$ (рисунк 4.4 в). Вільні лінії течії будуть співпадати з віссю Y (оскільки $X = \ln(|V_o/V|) = 0$ на ділянці від $Y = -i\alpha$ до $Y = +\alpha i$). Таким чином, якщо границі області змінної W складаються з прямих $\psi = \text{const}$, то границі області ω також будуть складатись з прямих, оскільки вздовж вільних поверхонь постійною є дійсна, а вздовж твердих стінок – уявна частина функції Жуковського. Отже задана область течії на площині змінної Жуковського має вигляд напівполоси (рисунк 4.4 в), розміщеної праворуч осі OY.

Наступний етап розв'язку задачі передбачає встановлення відповідності між функціями W та ω , для чого може бути введена параметрична функція t , значення якої змінюються в верхній площині. Введення ще одної допоміжної площини

дозволяє отримати конформне відображення напівполоси змінної Жуковського на полюсу в площині W . Прийнемо, що заданій області течії на площині t відповідає верхня напівплощина (рисунок 4.4 г). Безпосередній пошук зв'язку між функціями W та w може бути замінений пошуком функцій $W(t)$, $\omega(t)$ з наступним використанням параметра t для визначення необхідних величин.

Визначимо вигляд функції $W(t)$. Якщо розглядати площину t , як площину деякої фіктивної течії, а функцію W – як відповідний комплексний потенціал, то очевидно, що всі лінії течії повинні йти з точки A в точку C , причому кількість рідини, що надходить в точку C з верхньої напівплощини становить Q_p . Таку течію ми повинні отримати, якщо уявити, що в точці C знаходиться стік інтенсивністю $2Q_p$. Відомо, що комплексний потенціал такого потоку має вигляд [136]

$$W = - \frac{Q}{2\rho} \ln z \quad (4.20)$$

Враховуючи прийняту схему течії для допоміжної площини t запишемо

$$W = - \frac{2Q_p}{2\rho} \ln t = - \frac{Q_p}{\rho} \ln t \quad (4.21)$$

Шляхом розгляду характерних точок перевіримо, чи дійсно отримана функція відображає верхню напівплощину t на полюсу площини W , оскільки відомо, що для можливості такого конформного відображення необхідна відповідність трьох контурних точок. Точка C (C'), яка в площині ω (рисунок 4.4 б) відповідає значенню $W=\infty$, в допоміжній площині t (рисунок 4.2 г) переходить в точку $t = 0$. Дійсно

$$W = \frac{Q_p}{\rho} \ln 0 = \infty$$

Точка B , яка в площині ω (рисунок 4.4 б) відповідає значенню $W = 0$, в допоміжній площині t (рисунок 4.4 г) переходить в точку $t = 1$

$$W = - \frac{Q_p}{\rho} \ln 1 = 0$$

При цьому за симетрією точка B' в площині W в площині t переходить в точку $t = -1$.

Точка А (А'), яка в площині W (рисунок 4.4 б) відповідає значенню $W = -\infty$ в допоміжній площині t (рисунок 4.4 г) переходить в точку $t = \infty$

$$W = -\frac{Q_p}{\rho} \ln \infty = -\infty$$

Відповідність контурних точок свідчить про те, що функція (4.21) дійсно відображає верхню напівплощину t на полосу площини W.

Для знаходження функції $\omega(t)$ необхідно знайти конформне відображення напівполоси площини ω (рисунок 4.4 в) на верхню напівплощину параметричної змінної t. При цьому напівполосу площини ω розглядаємо як багатокутник з внутрішніми кутами $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, кожний з яких не перевищує 2π . Відображення напівполоси змінної Жуковського ω на верхню напівплощину допоміжної комплексної змінної t здійснюємо використовуючи формулу Шварца-Кристоффеля, призначену для аналізу течій, область яких обмежена прямолінійними відрізками у вигляді границь вільного струменя або твердої стінки

$$w = A \int (t - x_1)^{\frac{\alpha_1}{\rho}-1} (t - x_2)^{\frac{\alpha_2}{\rho}-1} \dots (t - x_{n-1})^{\frac{\alpha_{n-1}}{\rho}-1} dt + B, \quad (4.22)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – внутрішні кути контуру течії в площині змінної Жуковського ω ; $x_1, x_2, \dots, x_n$ – точки дійсної осі ξ в площині t, які відповідають вершинам багатокутника площини ω ;

A, B – комплексні постійні, що визначають положення та орієнтацію багатокутника площини ω .

Формула Шварца-Кристоффеля дозволяє відобразити внутрішність деякого n-кутника площини змінної Жуковського ω на верхню половину параметричної змінної t. Периметр багатокутника в площині t визначається всією дійсною віссю ξ . Функція (4.22) містить $2n+3$ незалежних між собою параметрів: n дійсних чисел ξ , n-1 чисел α та по два параметри в кожному з комплексних постійних A, B. Зміна комплексних постійних A, B дозволяє перейти до подібних трикутників. Крім того, сума внутрішніх кутів опуклого n-кутника визначається відомою з геометрії теоремою

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n = (n - 2)\rho \quad (4.23)$$

Враховуючи, що вигляд та положення n -кутника цілком визначаються заданням $2n$ координат його вершин констатуємо, що при використанні формули Шварца-Кристоффеля можна довільно приймати три наперед задані параметри ξ_1, ξ_2, ξ_3 , що узгоджується з визначеним раніше твердженням про повну визначеність конформного відображення у випадку відповідності трьох контурних точок.

Напівполосу ω (рисунок 4.4 в) можна розглядати як трикутник $BB'A$, вершина A якого знаходиться у безмежності. Значення кутів даного трикутника становлять

$$a_1 = \angle B = \frac{\rho}{2}; a_2 = \angle B' = \frac{\rho}{2}; a_3 = \angle A = 0$$

Вершинам B, B', A трикутника в площині параметричної змінної відповідають точки дійсної осі (рисунок 4.4 г)

$$x_1 = 1; x_2 = -1; x_3 = \infty$$

Враховуючи, що $x_3 = x_n = \infty$ формула Шварца-Кристоффеля (рівняння (4.22)) приймає вигляд

$$w = A \int (t - x_1)^{\frac{a_1}{\rho}-1} (t - x_2)^{\frac{a_2}{\rho}-1} \dots (t - x_n)^{\frac{a_n}{\rho}-1} dt + B, \quad (4.24)$$

тобто у випадку, коли одній з вершин трикутника відповідає нескінченно далека точка у формулі Шварца-Кристоффеля відсутня остання складова. Тоді враховуючи, що в даному випадку кількість множників становить $n=3$ рівняння (4.24) матиме вигляд

$$w = A \int (t - x_1)^{\frac{a_1}{\rho}-1} (t - x_2)^{\frac{a_2}{\rho}-1} dt + B \quad (4.25)$$

Після підстановки координат вершин трикутника ξ та значень внутрішніх кутів контуру течії α отримаємо

$$w = A \int (t - 1)^{-\frac{1}{2}} (t + 1)^{-\frac{1}{2}} dt + B = A \int \frac{dt}{\sqrt{t^2 - 1}} + B \quad (4.26)$$

Перепишемо рівняння (4.26) використовуючи поняття уявної одиниці $i^2 = -1$

$$w = A \int \frac{dt}{\sqrt{-(1 - t^2)}} + B = \int \frac{dt}{i\sqrt{1 - t^2}} + B = K \int \frac{dt}{\sqrt{1 - t^2}} + B, \quad (4.27)$$

де $K = \frac{A}{i}$.

Введення нової комплексної постійної K дозволяє полегшити інтегрування рівняння (4.27), причому значення константи K відрізняється від величини константи A , оскільки заміна сталої перед інтегралом змінює підінтегральний вираз. Як наслідок змінюється результат інтегрування рівняння (4.27) та остаточно вигляд функції $\omega(t)$.

Після інтегрування рівняння (4.27) отримаємо

$$w = K \arcsin t + b \quad (4.28)$$

Значення комплексної постійної B визначаємо враховуючи граничні умови: якщо $w=0$, параметрична змінна t приймає значення $t=0$

$$w = K \arcsin 0 + B = 0$$

Оскільки $\arcsin 0 = 0$, значення константи B становить $B=0$.

Комплексну постійну K знаходимо використовуючи значення комплексної функції в точці B в площинах ω, t . Оскільки в точці B при $t=1$ (рисунок 4.2 г) функція Жуковського повинна приймати значення $w=ia$ (рисунок 4.2 в) запишемо

$$w = K \arcsin 1 = -ia$$

Після підстановки $\arcsin 1 = \frac{\rho}{2}$ отримаємо $K = -\frac{2ia}{\rho}$

Тоді остаточно рівняння функції $\omega(t)$ матиме вигляд

$$w = -\frac{2ia}{\rho} \arcsin t \quad (4.29)$$

Розв'язок рівнянь (4.21), (4.29) дозволяє отримати розв'язок задачі. Визначимо, зокрема, рівняння струменя ВС (рисунок 4.2 а). Прирівняємо рівняння (4.16), (4.29)

$$\ln \frac{|V_o|}{|V|} + qi = -\frac{2ia}{\rho} \arcsin t \quad (4.30)$$

Раніше було показано, що для лінії течії ВС дійсна частина функції Жуковського дорівнює нулю $\ln(|V_o|/|V|) = \ln 1 = 0$, тобто для рівняння (4.30) можна записати

$$Q_p = -\frac{2a}{\rho} \arcsin t, \quad (4.31)$$

$$\text{звідки } t = -\sin \frac{\rho q}{2a} \quad (4.32)$$

Після підстановки рівняння (4.32) у формулу (4.21) отримаємо

$$W = - \frac{Q_p}{\rho} \ln \frac{\varpi}{\xi} \sin \frac{\rho q}{2a} \frac{\ddot{\varpi}}{\ddot{\xi}} \quad (4.33)$$

Враховуючи, що уявна частина ψ комплексного потенціалу W на лінії течії ВС дорівнює $\psi=0$ (рисунок 4.2 б), тобто $W=j + i\psi = j$, рівняння (4.33) можна переписати у вигляді

$$j = - \frac{Q_p}{\rho} \ln \frac{\varpi}{\xi} \sin \frac{\rho q}{2a} \frac{\ddot{\varpi}}{\ddot{\xi}} \quad (4.34)$$

В процесі подальшого аналізу використовуємо поняття похідної комплексного потенціалу [58] та показову форму комплексного числа

$$\frac{dz}{dW} = 1 / \frac{dW}{dz} = \frac{1}{\bar{V}} = \frac{1}{|V_o| e^{-iq}} = \frac{e^{iq}}{V}, \quad (4.35)$$

де $\bar{V}$, V – відповідно спряжена та дійсна швидкість потоку;

q – аргумент комплексної швидкості.

Враховуючи, що на лінії течії ВС $W=\varphi$ і $dW=d\varphi$ останнє рівняння перепишемо у вигляді

$$dz = \frac{1}{V} e^{iq} dj \quad (4.36)$$

Використовуючи правила диференціювання складної функції для рівняння (4.34) запишемо

$$dj = - \frac{Q_p}{\rho} \frac{1}{\sin \frac{\rho q}{2a}} \frac{\varpi}{\xi} \cos \frac{\rho q}{2a} \frac{\ddot{\varpi}}{\ddot{\xi}} \frac{\rho}{2a} dq = - \frac{Q_p}{2a} \operatorname{ctg} \frac{\rho q}{2a} dq \quad (4.37)$$

З метою виведення формули, інтегрування якої дозволить отримати рівняння струменя ВС перетворимо вираз (4.36) використовуючи формулу Ейлера, яка пов'язує показову функцію з уявним показником з тригонометричними функціями

$$dz = \frac{1}{V} e^{iq} dj = \frac{1}{V} (\cos q + i \sin q) dq \quad (4.38)$$

Враховуючи, що $dz=dx+idy$ отримаємо елементарний приріст координат траєкторії струменя

$$dx = \frac{1}{V} \cos q dj ; \quad (4.39)$$

$$dy = \frac{1}{V} \sin q dj \quad (4.40)$$

Використовуючи рівняння (4.37) формули (4.39), (4.40) перепишемо у вигляді

$$dx = - \frac{Q_p}{2aV} \cos q \operatorname{ctg} \frac{pq}{2a} dq; \quad (4.41)$$

$$dy = - \frac{Q_p}{2aV} \sin q \operatorname{ctg} \frac{pq}{2a} dq \quad (4.42)$$

Проінтегруємо рівняння (4.41) враховуючи, що величина кута між швидкістю руху рідини та дотичної до лінії течії змінюється від $-\alpha$ до θ

$$X = - \frac{Q_p}{2aV} \int_{-\alpha}^{\theta} \cos q \operatorname{ctg} \frac{pq}{2a} dq \quad (4.43)$$

Розв'язок рівняння (4.43) шукаємо для фіксованих значень кута $a = -\frac{p}{4}$

$$X = - \frac{Q_p}{2aV} \int_{-\frac{p}{4}}^{\theta} \cos q \operatorname{ctg} 2q dq \quad (4.44)$$

Перепишемо підінтегральний вираз рівняння (4.44) враховуючи формули перетворення тригонометричних функцій подвійного аргументу

$$\cos q \frac{\cos 2q}{\sin 2q} = \cos q \frac{1 - 2\sin^2 q}{2\sin q \cos q} = \frac{1}{2\sin q} - \sin q \quad (4.45)$$

Після підстановки складових формули (4.45) в рівняння (4.44) отримаємо

$$x = \frac{2Q_p}{pV} \int_{-\frac{p}{4}}^{\theta} \frac{dq}{2\sin q} - \int_{-\frac{p}{4}}^{\theta} \sin q dq = \frac{2Q_p}{pV} \left[-\ln \left| \operatorname{tg} \frac{q}{2} \right| - \cos q \right]_{-\frac{p}{4}}^{\theta} \quad (4.46)$$

В процесі інтегрування першого інтегралу рівняння (4.46) використані підстановки

$$t = \operatorname{tg} \frac{q}{2}; q = 2\arctgt; dq = \frac{2dt}{1+t^2}; \sin q = \frac{2t}{1+t^2} \quad (4.47)$$

Горизонтальну координату траєкторії струменя визначаємо шляхом інтегрування рівняння (4.42). Для точки В (рисунок 4.2 а) можна записати

$$\text{якщо } \theta = -\alpha, \text{ то } y = b, \quad (4.48)$$

де b – радіус отвору (рисунок 4.2 а)

Враховуючи початкові умови (4.48) рівняння горизонтальної координати струменя визначаємо у вигляді

$$y = b - \frac{Q_p}{2aV} \int_{-\frac{p}{4}}^q \sin q \operatorname{ctg} \frac{pq}{2a} dq \quad (4.49)$$

Після підстановки значень кута $a = -\frac{p}{4}$ отримаємо

$$y = b - \frac{2Q_p}{pV} \int_{-\frac{p}{4}}^q \sin q \operatorname{ctg} 2q dq \quad (4.50)$$

Підінтегральний вираз рівняння (4.50) перетворимо до вигляду

$$\sin q \frac{\cos 2q}{\sin 2q} = \sin q \frac{2\cos^2 q - 1}{2\sin q \cos q} = \cos q - \frac{1}{2\cos q} \quad (4.51)$$

Рівняння (4.50) розв'язуємо використовуючи формулу (4.51)

$$\begin{aligned} y &= b - \frac{2Q_p}{pV} \int_{-\frac{p}{4}}^q \cos q dq - \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{q}{2} \right| + \frac{q}{2} + 0,2664 \frac{q^3}{p} \\ &= b - \frac{2Q_p}{pV} \sin q - \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{q}{2} \right| + \frac{q}{2} + 0,2664 \frac{q^3}{p} \end{aligned} \quad (4.52)$$

Відповідно до рисунка 4.4 а враховуючи двовимірність потоку запишемо зв'язок між витратою та швидкістю струменя

$$Q_p = 2bVb \quad (4.53)$$

де β – введений автором коефіцієнт нерівномірності поздовжніх швидкостей, викликаної обертанням потоку.

Використовуючи останній вираз рівняння координат струменя в параметричній формі (формули (4.46), (4.52)) запишемо у вигляді

$$x = \frac{4}{p} b \beta \left(1,1478 + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{q}{2} \right| - \cos q \right) \quad (4.54)$$

$$y = b \beta \left(1 - \frac{4}{p} b \beta \sin q - \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{q}{2} \right| + \frac{q}{2} + 0,2664 \frac{q^3}{p} \right) \quad (4.55)$$

Структура рівняння (4.54) не дозволяє визначити безпосередню залежність $\theta = f(x)$, яка після підстановки у формулу (4.55) дозволила б отримати вираз для розрахунку траєкторії робочого струменя $y = f(x)$ без застосування методу

послідовних наближень. Для спрощення розрахунків введено допоміжну функцію $\lambda(\theta)$, яка дозволить лінеаризувати залежність між кутом θ та координатою X та отримати рівняння безпосереднього зв'язку даних параметрів. Перепишемо рівняння (4.54) у вигляді

$$x = bbI(q); \quad (4.56)$$

$$I(q) = 1,4622 + 0,6369 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{q}{2} \right| - 1,2739 \cos q \quad (4.57)$$

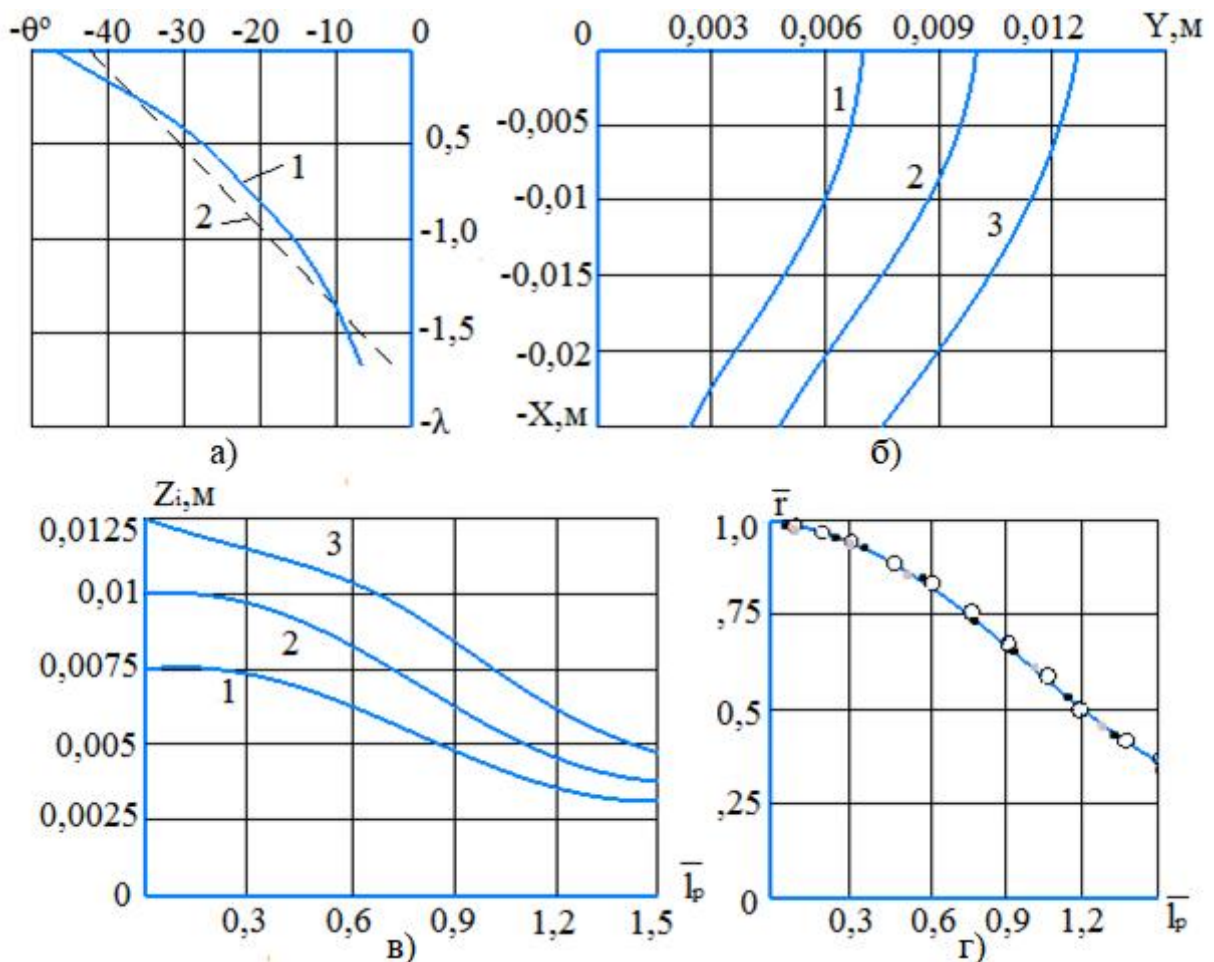


Рисунок 4.5 – Дослідження конфігурації робочого потоку

а) визначення допоміжної функції: 1 – фактичні значення; 2 – лінеаризовані значення; б) траєкторія струменя для різних радіусів робочої насадки: 1 – 0,0075 м; 2 – 0,01 м; 3 – 0,0125 м; в) зміна радіуса при поширенні струменя для різних діаметрів робочої насадки: 1 – 0,015 м; 2 – 0,02 м; 3 – 0,025 м; г) подібність траєкторій струменя для різних діаметрів робочої насадки: ● – 0,015 м; ● – 0,02 м; ○ – 0,025 м

Графічне зображення рівняння (4.57) (крива 1 на рисунку 4.5 а) має нелінійний характер. Для лінеаризації залежності $\lambda=f(\theta)$ представимо функцію отриману з використанням рівняння (4.57) у вигляді співвідношення (крива (2) на рисунку 4.5 а)

$$l = a + kq, \quad (4.58)$$

коефіцієнти якого визначені за допомогою ортогональних поліномів Чебишева [58] $a=-1,7889$; $k=-0,042$.

Використовуючи рівняння (4.56), (4.58) залежність $\theta=f(x)$ представимо в формі

$$q = - \frac{1,7889bb + x}{0,042bb} \quad (4.59)$$

Підстановка отриманої формули в рівняння (4.55) дозволить отримати прямий зв'язок між координатами струменя $y=f(x)$. Рівняння (4.55) враховуючи (4.59) має вигляд

$$y = b \left[\frac{1}{\cos \frac{\pi}{4}} + \frac{4}{p} b \sin \frac{1,7889bb + x}{0,042bb} + \frac{1}{2} \ln \left| \frac{\frac{1,7889bb + x}{0,042bb}}{\frac{1}{\cos \frac{\pi}{4}}} - 0,2664 \right| \right] \quad (4.60)$$

Використовуючи останнє рівняння визначимо похибку від введення допоміжної функції $\lambda(\theta)$. Після підстановки значень координати $x=0$ в рівняння (4.60) отримаємо $y=0,998b$ (для випадку $\beta=1$). Враховуючи, що координата $x=0$ відповідає значенню координати $y=b$ похибка викликана введенням функції $\lambda(\theta)$ становить 0,2 %.

Графічне зображення траєкторій струменя (для випадку $\beta=1$) отримане з використанням рівняння (4.60) приведене на рисунку 4.5 б. Точки перетину графічних залежностей з віссю абсцис визначають радіус робочої насадки. Зміна радіуса струменя показана на рисунку 4.5 в у вигляді функції відносної відстані між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса $\bar{l}_p = l_p / d_{pn}$. Рисунок 4.5 г визначає подібність траєкторій робочого струменя. Незалежно від діаметра робочої насадки залежності відносного радіуса струменя $\bar{r} = 2r_i / d_{pn}$ від відносної відстані $\bar{l}_p$ визначаються єдиною кривою. Співпадіння відносних

траєкторій робочого струменя підтверджує незначну величину похибки їх обчислення, викликану введенням допоміжної функції $\lambda(\theta)$.

4.2.2 Дослідження профілю поздовжніх швидкостей при обертанні потоку

Для характеристики розподілу поздовжніх швидкостей V_z у випадку рівномірної циркуляційної течії нев'язкої рідини в прямій круглій трубі радіусом r використаємо диференціальне рівняння осесиметричного гвинтового вихрового потоку для випадку рівномірного розподілу енергії по перерізу [39]

$$\frac{V_\theta}{r} \frac{d(V_\theta r)}{dr} + V_z \frac{dV_z}{dr} = 0, \quad (4.61)$$

де V_θ – колова швидкість, викликана закруткою потоку направляючими елементами або обертанням струминного насоса.

Для інтегрування даного рівняння використовуємо [151] експериментально підтверджене припущення про пропорціональний зв'язок між обертовою швидкістю та радіусом потоку [39]

$$V_\theta = ar \quad (4.62)$$

Після інтегрування рівняння (4.61) з врахуванням (4.62) та вважаючи, що абсолютне значення вектору швидкості по перерізу залишається незмінним отримаємо теоретичний профіль швидкостей $V_z=f(r)$ у вигляді [39]

$$V_z = \sqrt{V_{\max}^2 - 2\omega^2 r_i^2}, \quad (4.63)$$

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

r_i – поточний радіус потоку;

ω – кутова частота обертання потоку.

Перша складова рівняння (4.63) визначає залежність поздовжніх швидкостей від витрати потоку, а друга складова – від швидкості його обертання. В процесі виведення рівняння (4.63) додатково враховано прямопропорційний зв'язок між коловою і кутовою швидкістю руху частинок рідини.

У випадку зміщеного центру циркуляції рівняння профілю поздовжніх швидкостей можна записати у вигляді [39]

$$V_z = \sqrt{V_{\max}^2 - 2\omega^2(r_i \pm r_o)^2}, \quad (4.64)$$

де r_o – відстань між осями струминного насоса і свердловини.

Для симетричного профілю (рівняння (4.63)) максимальна поздовжня швидкість має місце на осі струминного насоса $r_i=0$, а для асиметричного (рівняння (4.64)) відповідає випадку $r_o=0$; $r_i=0$ [39].

В процесі аналізу розподілу поздовжніх швидкостей використовуємо безрозмірні співвідношення [39]

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

максимальні значення яких становлять $\bar{V}_z=1$; $\bar{r}=1$ [39].

Незважаючи на використання безрозмірних координат різним співвідношенням витрати та лінійних розмірів відповідають окремі графічні характеристики (рисунок 4.6), тобто отримані профілі швидкостей не є подібними. Зростання витрати потоку збільшує вплив на епюру поздовжньої швидкості і профіль стає більш наповненим (рисунок 4.6 а) [39]

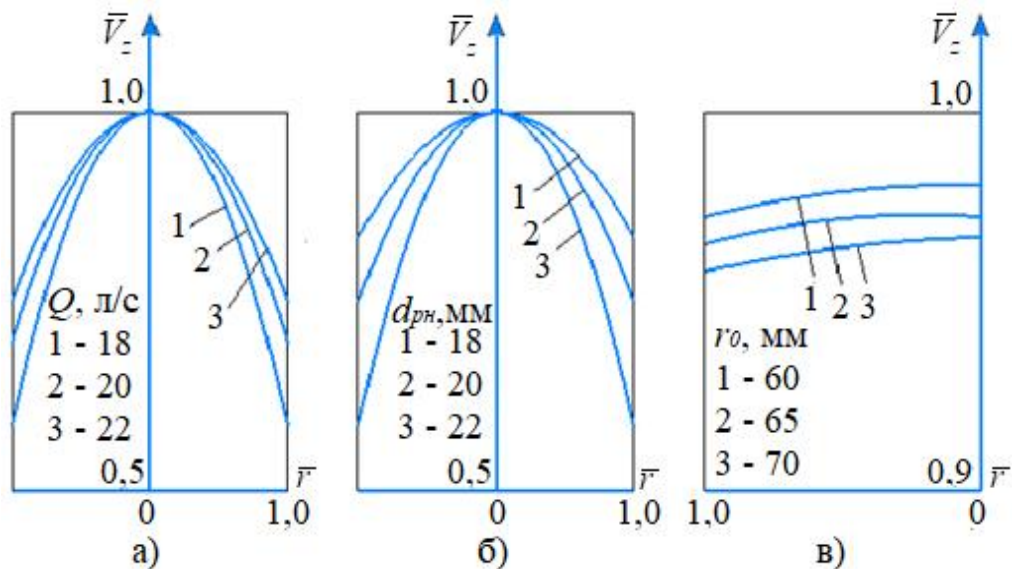


Рисунок 4.6 – Профілі поздовжніх швидкостей: а), б) симетричне закручування потоку для різної витрати Q та діаметра робочої насадки d_{pn} ; в) асиметричне обертання струминного насоса для різних відстаней до осі свердловини [39]

Зростання діаметра робочої насадки навпаки зменшує вплив величини поздовжньої швидкості і профіль набуває більш видовженої форми (рисунок 4.6 б). У випадку асиметричного обертання струминного насоса зростання відстані до осі обертання збільшує нерівномірність розподілу поздовжніх швидкостей (рисунок 4.6 в), тобто співвідношення $\bar{V}_z$ зменшується. Знак «+» в рівнянні (4.64) відповідає тій половині профілю, яка більше віддалена від осі обертання струминного насоса (цей випадок приведений на рисунку 4.6 в). Права частина профілю відповідає знаку «-» в круглих дужках рівняння (4.64). Очевидно, що для випадку асиметричного обертання струминного насоса права частина епюри швидкостей не буде дзеркальним відображенням її лівої частини [39].

Співвідношення максимальної і мінімальної поздовжньої швидкості для закрутки потоку знаходиться в діапазоні $V_{zmax}/V_{zmin}=1,19 - 1,73$. Для асиметричного обертання струминного насоса дане співвідношення становить $V_{zmax}/V_{zmin}=1,01$, а для симетричного обертання – 1,0002. Зважаючи на значну розбіжність між максимальною і мінімальною поздовжньою швидкістю для випадку закрутки рідини необхідно встановити аналітичну залежність між нерівномірністю розподілу швидкостей та гідродинамічними параметрами робочого потоку [39].

Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей визначимо як співвідношення фактичної і теоретичної швидкості руху потоку. Теоретичну швидкість розраховуємо як співвідношення заданої витрати та площі перерізу каналу. Теоретична швидкість відповідає осі гідравлічного каналу, оскільки внаслідок дії сил в'язкості значення фактичної швидкості зменшується в напрямку стінок, що обмежують потік рідини. Фактичну швидкість визначаємо як співвідношення фактичної витрати і площі перерізу каналу. Фактичну витрату, у свою чергу, розраховуємо шляхом інтегрування рівняння прийнятого закону розподілу швидкостей $V(r)$ по перерізу каналу з врахуванням його граничних геометричних розмірів та раціональної геометрії [39].

Елементарну фактичну витрату визначаємо як швидкість потоку рідини V_z через елементарний кільцевий переріз довжиною (або периметром) $2\pi r$ та шириною dr [39]

$$dQ_\phi = V_z(r)2\pi r dr \quad (4.65)$$

Для симетричного розподілу швидкостей фактичну витрату потоку визначаємо враховуючи рівняння (4.63) [39]

$$Q_\phi = 2\pi \int_0^{r_{ph}} \sqrt{V_{\max}^2 - 2\omega^2 r^2} r dr \quad (4.66)$$

Після здійснення підстановок $a = V_{\max}$; $b = \sqrt{2}\omega$; $A = a/b$ запишемо [39]

$$Q_\phi = 2\pi \int_0^{r_{ph}} \sqrt{a^2 - b^2 r^2} r dr = 2\pi b \int_0^{r_{ph}} \sqrt{A^2 - r^2} r dr \quad (4.67)$$

Останній вираз є табличним інтегралом. Після інтегрування та проведення зворотних підстановок отримаємо [39]

$$Q_\phi = 2\pi b \left(\frac{\sqrt{A^2 - r^2}}{3} \right) \Big|_0^{r_{ph}} = \frac{2}{3} \sqrt{2} \pi \omega \frac{a^3}{\sqrt{2}\omega} - \frac{a^3}{\sqrt{2}\omega} \sqrt{\frac{V_{\max}^2}{2\omega^2} - r_{ph}^2} \quad (4.68)$$

Фактична швидкість потоку рідини може бути визначена шляхом ділення рівняння (4.68) на площу перерізу потоку. Враховуючи останнє рівняння коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей може бути визначений за формулою [39]

$$b = \frac{2}{3} \sqrt{2} \frac{\pi \omega a^3}{Q_T} - \frac{a^3}{\sqrt{2}\omega} \sqrt{\frac{V_{\max}^2}{2\omega^2} - r_{ph}^2} \quad (4.69)$$

Співвідношення значень першої і другої складової рівняння (4.69) показує, що коефіцієнт β і величина радіуса r_{ph} приймають однакові знаки. Оскільки радіус потоку завжди більше нуля коефіцієнт β приймає позитивні значення для будь яких величин складових рівняння (4.69). Відповідно до фізичного змісту коефіцієнт β повинен приймати нульові значення у випадку відсутності обертання частинок рідини. Крім того, залежність $\beta = f(\omega)$ при $\omega = 0$ повинна приймати значення $\beta = 1$, бути низхідною при зростанні ω і не повинна містити екстремумів. Аналіз отриманого рівняння, однак, свідчить про порушення необхідних умов існування функції $\beta = f(\omega)$ в області малих значень кутової швидкості ω . Це пов'язано з прийнятим на основі експериментальних даних характером розподілу швидкостей

по перерізу потоку в умовах його обертання в циліндричному каналі (рівняння (4.62), (4.63)). На практиці величина кутової швидкості закрутки потоку знаходиться в діапазоні від 0 до 10^5 . Таким чином, отримане рівняння задовольняє необхідним умовам використання струминного насоса. Область використання рівняння (4.69) визначаємо за умови позитивного підкореневого виразу другої складової формули, що забезпечується за виконання співвідношення $Q_T > 4,441\omega r_{pn}^3$ [39].

У випадку закрутки потоку частота обертання частинок рідини її витрата та кут нахилу направляючих елементів зв'язані рівнянням (3.3) [39].

Після підстановки рівняння (3.3) в формулу (4.69) отримаємо співвідношення для визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей, викликаного закруткою потоку [39]

$$b = \frac{0,3335}{\operatorname{tg}^2 a} - 0,9428 \operatorname{tg} a \sqrt{\frac{1}{2 \operatorname{tg}^2 a} - 1} \quad (4.70)$$

Відповідно до отриманого рівняння коефіцієнт β зменшується при зростанні значень кута закрутки потоку (рисунк 4.7) (тобто нерівномірність розподілу швидкостей зростає) [39].

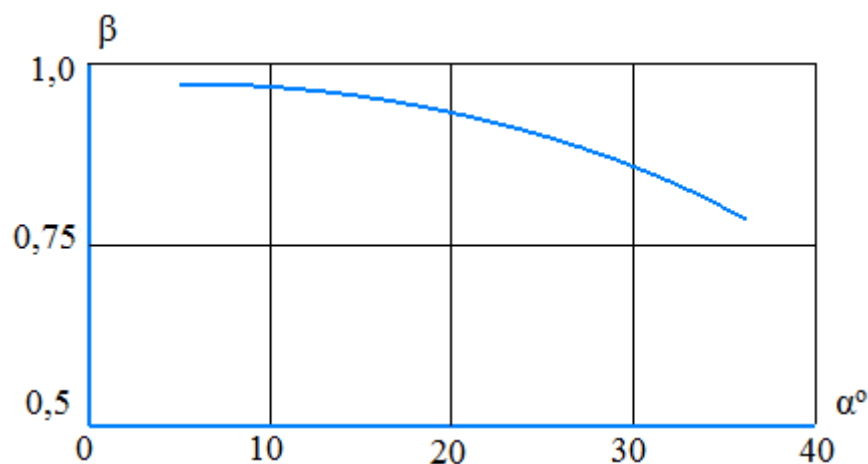


Рисунок 4.7 – Залежність коефіцієнта нерівномірності швидкостей робочого струменя від кута закручування потоку

Нерівномірність розподілу швидкостей не залежить від величини діаметра робочої насадки і всі значення коефіцієнта β лягають на одну криву залежності $\beta=f(\alpha)$ (рисунк 4.7).

4.2.3 Виведення рівняння кавітаційної характеристики робочої насадки

Кавітаційну характеристику робочої насадки розглянемо на прикладі використання напірної ежекційної системи (рисунок 4.8), яка створює пряме промивання вибою [40]. Незважаючи на конструктивну відмінність даної схеми від ежекційних систем, які реалізують зворотне та комбіноване промивання вибою рівняння кавітаційної характеристики струминного насоса буде однаковим для трьох згаданих типів свердловинної компоновки.

З метою встановлення співвідношень робочої витрати, глибини, розміщення в свердловині та діаметра сопла струминного насоса, які відповідають виникненню гідродинамічної кавітації, запишемо систему рівнянь Бернуллі [40]

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + a_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + a_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}; \quad (4.71)$$

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + a_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + a_3 \frac{V_3^2}{2g} + h_{1-3}, \quad (4.72)$$

де Z_1, Z_2, Z_3 – геометричні відмітки перерізів вибраних для аналізу;

P_1, P_2, P_3 – значення гідродинамічних тисків у вибраних перерізах;

V_1, V_2, V_3 – значення швидкостей руху потоків у вибраних перерізах;

h_{1-2} – втрати напору в процесі руху рідини між перерізами 1–1 та 2–2;

h_{1-3} – втрати напору в процесі руху рідини між перерізами 1-1 та 3-3.

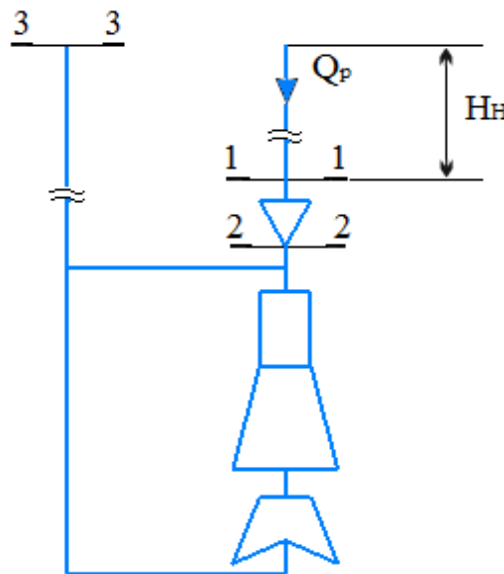


Рисунок 4.8 – Гідрравлічна схема для дослідження кавітаційного режиму робочої насадки

Переріз 1–1 проведений в колоні труб безпосередньо перед струминним насосом, а переріз 2–2 проходить через робочий струмінь на відстані $x=l_{\min}$ (рисунок 4.1) від робочої насадки.

Переріз 3–3 проведений на виході потоку на поверхню з кільцевого простору свердловини. Рівняння (4.71), (4.72) є частковими формами приведенного в постановці завдання досліджень загального виразу (4.2).

Розглянемо значення окремих складових рівняння (4.71) з метою спрощення його структури. Зважаючи на незначну відстань між перерізами 1–1, 2–2 (порівняно з глибиною свердловини) приймаємо $Z_1=Z_2$. Враховуючи прийнятий в постановці завдання досліджень турбулентний режим руху рідини коефіцієнти Коріоліса приймають значення $\alpha_1=\alpha_2=1$. Втрати напору між перерізами 1–1 та 2–2 визначаються гідравлічними втратами в робочій насадці струминного насоса, площа перерізу якої становить f_p , а коефіцієнт витрати – m_{pn}

$$h_{1-2} = \frac{DP}{r g} = \frac{Q_p}{2m_{pn}^2 f_p^2 g} \quad (4.73)$$

Враховуючи аналіз значень, які приймають окремі складові, рівняння (4.71) приймає вигляд

$$\frac{P_1}{r g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{r g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{Q_p}{2m_{pn}^2 f_p^2 g} \quad (4.74)$$

Після заміни швидкості витратою отримаємо формулу для визначення величини тиску в робочому струмені насоса

$$P_2 = P_1 + \frac{r}{2} Q_p^2 \frac{\alpha_1}{f_k^2} - \frac{1}{f_c^2} - \frac{1}{m_{pn}^2 f_p^2} \frac{\ddot{\theta}}{\theta} \quad (4.75)$$

де f_k – площа перерізу гідравлічного каналу колони в перерізі 1–1;

f_c – площа робочого струменя на відстані $x=l_{\min}$ (рисунок 4.1) від робочої насадки.

Значення тиску P_1 (рівняння (4.75)) визначасмо з використанням формули (4.72). Для спрощення вигляду рівняння (4.72) площину порівняння проводимо через переріз 1–1, тоді $Z_1=0$, $Z_3=H_H$ (де H_H – глибина розміщення струминного насоса в свердловині). Величина H_H визначає значення гідростатичного тиску, який діє у вихідному перерізі струминного насоса. Враховуючи турбулентний

режим руху рідини коефіцієнт Коріоліса приймає значення $\alpha_1 = \alpha_3 = 1$. Вважаємо, що тиск на виході з свердловини є атмосферним, тобто $P_3 = 0$ (надлишкове значення).

Втрати напору між перерізами 1–1, 3–3 визначаються гідравлічними втратами у місцевих опорах та лінійними втратами на тертя

$$h_{1-3} = \frac{Q_p^2}{2m_{pn}^2 f_p^2 g} + \frac{Q_p^2}{2m_{\delta}^2 f_{\delta}^2 g} + l \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_p^2}{2g f_{zn}^2}, \quad (4.76)$$

де m_{δ} – коефіцієнт витрати насадок долота;

f_{δ} – сумарна площа перерізу насадок долота;

λ – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору;

D_c – діаметр свердловини (внутрішній діаметр обсадної колони);

D_k – зовнішній діаметр бурильної колони;

f_{zn} – площа перерізу кільцевого гідравлічного каналу свердловини.

Перші дві складові рівняння (4.76) визначають гідравлічні втрати відповідно в робочій насадці струминного насоса та в промивальній системі долота. Третя складова рівняння (4.76) визначена з використанням формули Дарсі-Вейсбаха і характеризує втрати напору в гідравлічному каналі затрубного простору. Враховуючи рівняння (4.76), а також проведений аналіз формулу (4.72) запишемо у вигляді

$$\frac{P_1}{r g} + \frac{Q_p^2}{2g f_c^2} = H_n + \frac{Q_p^2}{2g f_{zn}^2} + \frac{Q_p^2}{2m_{pn}^2 f_p^2 g} + \frac{Q_p^2}{2m_{\delta}^2 f_{\delta}^2 g} + l \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_p^2}{2g f_{zn}^2}, \quad (4.77)$$

$$\text{звідки } m_{\delta} m_{pn} P_1 = r g H_n + \frac{1}{2} Q_p^2 \left(\frac{1}{f_{zn}^2} - \frac{1}{f_c^2} + \frac{1}{m_{pn}^2 f_p^2} + \frac{1}{m_{\delta}^2 f_{\delta}^2} \right) + l \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{1}{f_{zn}^2} \quad (4.78)$$

Після підстановки рівняння (4.78) у формулу (4.75) отримаємо вираз для визначення тиску в робочому струмені струминного насоса

$$P_2 = r g H_n + \frac{1}{2} Q_p^2 \left(\frac{1}{f_{zn}^2} - \frac{1}{f_c^2} + \frac{1}{m_{pn}^2 f_p^2} + \frac{1}{m_{\delta}^2 f_{\delta}^2} \right) + l \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{1}{f_{zn}^2} \quad (4.79)$$

Складова рівняння $\frac{1}{f_c^2}$ визначена в розділі 4.2.1 і характеризує вплив

обертання потоку на кавітаційну характеристику струминного насоса. Кавітаційні явища починаються при зменшенні тиску в робочому струмені до тиску насичених парів рідини для заданої температури $P_2 = P_{nn}$. Враховуючи, що тиск насичених

парів є незначним порівняно з гідростатичним тиском в свердловині, з достатньою точністю можна прийняти $P_2 = P_{nn} \approx 0$. Тоді розв'язок рівняння (4.79) відносно витрати робочого потоку, глибини розміщення струминного насоса в свердловині та площі робочого струменя визначає критичні значення цих параметрів, які забезпечують докавітаційний режим роботи ежекційної системи. Формули для визначення критичних кавітаційних параметрів можуть бути спрощені із врахуванням очевидних співвідношень

$$f_{zn} \gg f_c; f_{zn} \gg f_d; 1/f_{zn} \gg 0$$

Тоді враховуючи рівняння (4.79) отримаємо формули для визначення максимальної робочої витрати $Q_{p\max}$, мінімальної глибини розміщення насоса в свердловині $H_{n\min}$ та мінімальної площі робочої насадки $f_{c\min}$, які відповідають виникненню кавітації в робочому потоці

$$Q_{p\max} = \frac{\alpha}{\xi} \frac{2gH_n}{\frac{1}{f_c^2} - \frac{1}{m_d^2 f_d^2}}^{0,5}; \quad (4.80)$$

$$H_{n\min} = \frac{Q_p^2 \alpha}{2g \xi f_c^2} - \frac{1}{m_d^2 f_d^2}; \quad (4.81)$$

$$f_{c\min} = \frac{\alpha}{\xi} \frac{2gH_n}{Q_p^2} + \frac{1}{m_d^2 f_d^2}^{0,5} \quad (4.82)$$

Складові f_c, f_d можуть бути визначені за формулами

$$f_c = \frac{\rho}{4} d_p^2 \epsilon^2; \quad f_d = \frac{3}{4} \rho d_d^2, \quad (4.83)$$

де ϵ – коефіцієнт стиснення робочого струменя.

Величина f_d визначена для випадку використання в промивальній системі долота 3-х насадок. Враховуючи останні формули отримаємо інженерні форми запису рівнянь (4.80) – (4.82).

$$Q_{p\max} = \frac{\rho}{4} \frac{2gH_n}{d_p^4 e^4 - 9m_\delta^2 d_\delta^4} ; \quad (4.84)$$

$$H_{n\min} = \frac{8}{\rho^2} \frac{Q_p^2}{g} \frac{1}{d_p^4 e^4 - 9m_\delta^2 d_\delta^4} ; \quad (4.85)$$

$$d_{p\min} = \frac{2}{e\sqrt{\rho} \frac{2gH_n}{Q_p^2} + \frac{16}{9m_\delta^2 \rho^2 d_\delta^4}}^{0,25} \quad (4.86)$$

Аналіз отриманих рівнянь свідчить про те, що область їх використання визначається умовою

$$\frac{1}{d_p^4 e^4} - \frac{1}{9m_\delta^2 d_\delta^4} > 0 \text{ або } d_p < (3m_\delta)^{0,5} \frac{d_\delta}{e} \quad (4.87)$$

Невиконання даного співвідношення з фізичної точки зору означає, що у випадку виконання умови $f_c > f_\delta$ першочергове виникнення кавітації має місце в насадках долота.

Коефіцієнт стиснення ε визначаємо з врахуванням рівняння (4.60)

$$\varepsilon = \frac{y}{b} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{4}{\rho} b \sin \frac{1,7889bb + x}{0,042bb} + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\rho}{\varepsilon^4} - \frac{1,7889bb + x}{0,084bb} \right| - 0,2664 \quad (4.88)$$

В розділі 4.1 показано, що мінімальне значення тиску в проточній частині струминного апарата відповідає значенню відстані X

$$X_{\min} = \frac{4,4 + 5,1}{2} d_p = 4,75d_p = 9,5b \quad (4.89)$$

Оскільки потік двовимірний, то в рівнянні (4.89) виконується співвідношення $d_{pn} = 2b$. Після підстановки (4.89) в (4.88) отримаємо рівняння для визначення коефіцієнта стиснення для перерізу $X = X_{\min}$

$$\varepsilon_{\min} = 1 + \frac{4}{\rho} b \sin \frac{1,7889b - 9,5}{0,042b} + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\rho}{\varepsilon^4} - \frac{1,7889b - 9,5}{0,084b} \right| - 0,2664 \quad (4.90)$$

Рівняння (4.84) – (4.86) представимо у безмірному вигляді

$$\bar{Q}_{p\max} = \frac{Q_{p\max}^b}{Q_{p\max}^0} = f(a); \quad \bar{H}_{n\min} = \frac{H_{n\min}^b}{H_{n\min}^0} = f(a); \quad \bar{d}_{p\min} = \frac{d_{p\min}^b}{d_{p\min}^0} = f(a),$$

де $Q_{p\max}^0$, $H_{n\min}^0$, $d_{p\min}^0$ – базові значення витрати, глибини розміщення насоса та діаметра насадки отримані для випадку $\beta=1$.

Коефіцієнт β визначає вплив обертання потоку на параметри ежекційної системи і розраховується за формулою (4.70). Значення коефіцієнта $\beta=1$ відповідає нульовій частоті обертання струминного насоса і нульовому куту нахилу направляючих елементів $\alpha=0$. Аналіз отриманих залежностей (рисунок 4.9) свідчить про зменшення імовірності виникнення кавітації в робочій насадці струминного насоса в умовах обертання потоку.

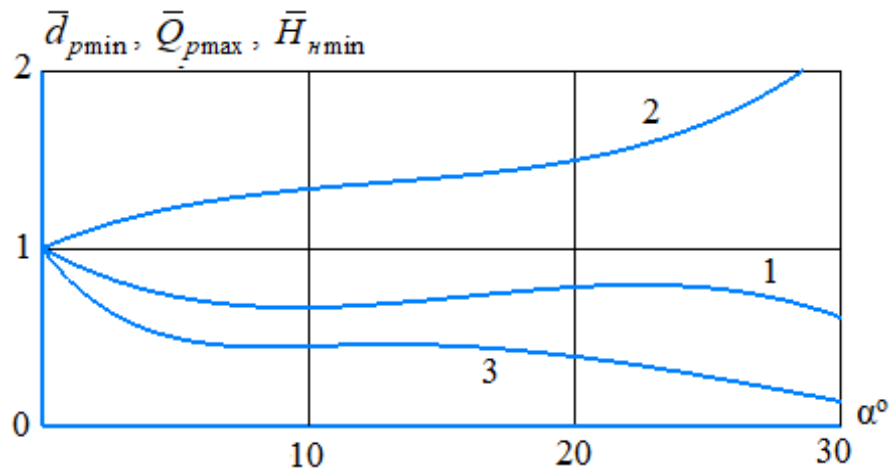
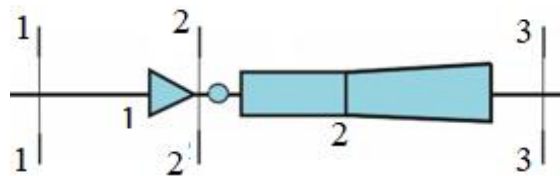


Рисунок 4.9 – Граничні конструкторські та режимні параметри робочого процесу струминного насоса за умови виникнення кавітації в робочій насадці:

1 – мінімальний діаметр насадки; 2 – максимально допустима витрата робочого потоку; 3 – мінімально допустима глибина розміщення насоса в свердловині

При цьому мінімально допустимий діаметр робочої насадки струминного насоса і глибина його розміщення в свердловині зменшуються, а максимально допустима робоча витрата зростає.

На рисунку 4.10 приведена гідравлічна схема поверхневого струминного насоса [36].



1 – робоча насадка; 2 – камера змішування з дифузореобразующим елементом

Рисунок 4.10 – Гідравлічна система струминного апарата [36]

Переріз 1–1 записаний [36] для входу в робочу насадку, а переріз 2–2 – для виходу з робочої насадки струминного апарата. Мінімальний тиск в проточній частині струминного апарата відповідає перерізу 2–2. Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 та 2–2 [36]

$$Z_1 + \frac{P_1}{r g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{r g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (4.90)$$

де Z_1, Z_2 – відмітки геометричних положень перерізів 1–1 та 2–2;

P_1, P_2 – значення тисків в перерізах 1–1 та 2–2;

V_1, V_2 – значення швидкостей в перерізах 1–1 та 2–2;

h_{1-2} – втрати напору на ділянці потоку між перерізами 1–1 та 2–2.

Проаналізуємо рівняння (4.90).

$Z_1 = Z_2$ – перерізи 1–1 та 2–2 знаходяться на одному рівні;

$h_{1-2} = DP_{pn} / r g$, де DP_{pn} – перепад тиску в робочій насадці струминного апарата.

Враховуючи записані співвідношення рівняння для визначення мінімального тиску в проточній частині струминного апарата матиме вигляд

$$P_2 = P_1 + \frac{r}{2} (V_1^2 - V_2^2) - DP_{pn} \quad (4.91)$$

Для визначення величини тиску P_1 , значення якого входить в рівняння (4.91), використовуємо рівняння Бернуллі записане для перерізів 1–1 та 3–3 [36]

$$Z_1 + \frac{P_1}{r g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_3 + \frac{P_3}{r g} + \frac{V_3^2}{2g} + h_{1-3}, \quad (4.92)$$

де Z_3 – відмітка геометричних положень перерізу 3–3;

P_3, V_3 – значення тисків та швидкостей в перерізі 3–3;

h_{1-3} – втрати напору на ділянці потоку між перерізами 1–1 та 3–3.

Проаналізуємо складові рівняння (4.92) [36].

$Z_1 = Z_3$ – перерізи 1–1 та 3–3 знаходяться на одному рівні. Втрати напору між перерізами 1–1 та 3–3 становлять $h_{1-3} = DP_{1-3} / r g = (DP_{pn} + DP_n) / r g$, де DP_n –

перепад тиску в напірній лінії струминного апарата. Тоді величину тиску P_1 можна визначити з рівняння [36]

$$P_1 = P_3 + \frac{r}{2}(V_3^2 - V_1^2) + DP_{1-3} \quad (4.93)$$

Запишемо рівняння для визначення тиску P_2 шляхом підстановки останнього рівняння у формулу (4.91) [36]

$$P_2 = P_3 + \frac{r}{2}(V_3^2 - V_2^2) + DP_n \quad (4.94)$$

Перетворимо рівняння (4.94) використовуючи очевидні співвідношення [36]

$$V_3 = \frac{4Q_p}{\rho d_n^2}; V_2 = \frac{4Q_p}{\rho d_{pn}^2}, \quad (4.95)$$

де d_n – діаметр напірної лінії.

Внаслідок малої довжини гідравлічні втрати в напірній лінії є незначними і ми можемо прийняти $DP_n \gg 0$. Тоді формула для визначення тиску P_2 приймає вигляд [36]

$$P_2 = P_3 + \frac{8r}{\rho^2} Q_p^2 \frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_{pn}^4} \quad (4.96)$$

Побудована відповідно до рівняння (4.96) залежність показана на рисунку 4.2 [36]. Розв'язок рівняння (4.96) після підстановки значень $P_2 = P_{nn} \gg 0$ дозволяє визначити максимально допустиму витрату робочого потоку $Q_{p\max}$ або мінімально допустимий діаметр робочої насадки $d_{p\min}$, які забезпечують безкавітаційний режим роботи струминного насоса [36].

4.3 Моделювання кавітаційного режиму камери змішування

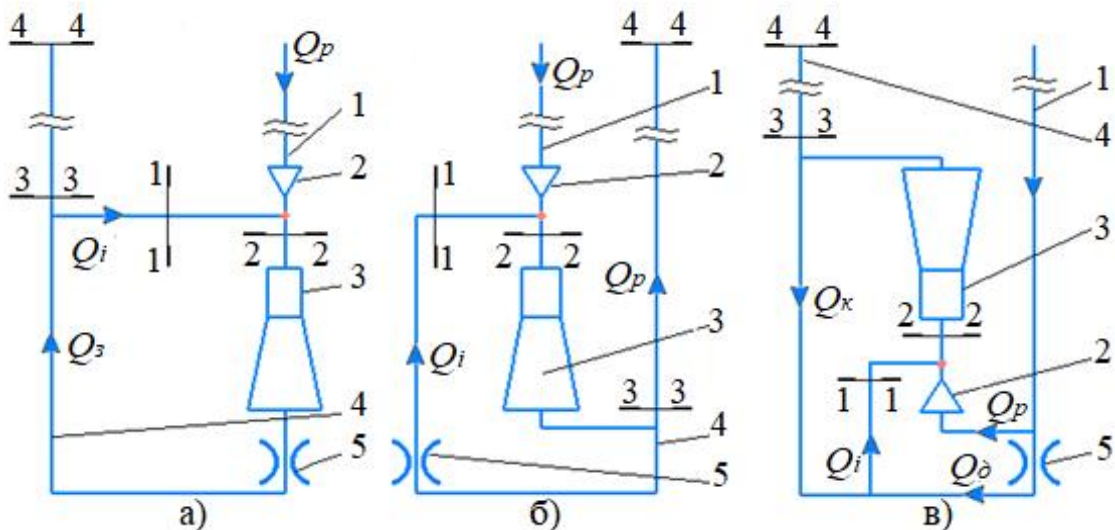
Кавітаційна характеристика камери змішування залежить від схеми розміщення струминного насоса в свердловині, яка характеризує особливості визначення гідравлічних втрат у всмоктувальній лінії ежекційної системи. Визначимо вигляд рівняння кавітаційної характеристики камери змішування струминного насоса для трьох ежекційних компоновок [40], які реалізують пряме,

всмоктувальне (зворотне) та комбіноване промивання вибою в процесі буріння (рисунк 4.11).

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізу 1–1, розміщеного у всмоктувальній лінії на вході інжектованого потоку в струминний насос та перерізу 2–2, який проходить в камері змішування на відстані $X = l_{min}$ від робочої насадки [40]

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + a_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + a_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (4.97)$$

Остання складова рівняння (4.97) визначає гідравлічні втрати між перерізами 1–1 та 2–2, які характеризують в'язкісний опір на вході інжектованого потоку в камеру змішування [40].



1 – канал бурильної колони; 2 – робоча насадка; 3 – камера змішування з дифузором; 4 – канал затрубного простору; 5 – долото

Рисунок 4.11 – Гідравлічні схеми ежекційних систем для прямої (а), зворотної (б) та комбінованої (в) промивки вибою

Рівняння (4.97) має однаковий вигляд незалежно від схеми включення струминного насоса в процесі буріння. З метою спрощення рівняння (4.97) запишемо очевидні співвідношення

$$Z_1 = Z_2; a_1 = a_2 = 1; V_1 = \frac{Q_i}{f_1}; V_2 = \frac{Q_i}{f_i}; h_{1-2} = \chi_{кз} \frac{V_2^2}{2g} = \chi_{кз} \frac{Q_i^2}{2gf_i^2}, \quad (4.98)$$

де Q_i – витрата інжектованого потоку;

V_1, V_2 – швидкість інжектованого потоку відповідно в перерізах 1–1 та 2–2;

$\xi_{кз}$ – коефіцієнт гідравлічного опору камери змішування насоса;

f_i – площа перерізу інжектованого потоку в камері змішування на відстані $X=l_{min}$ від робочої насадки.

Площа інжектованого потоку визначається з врахуванням площі робочого струменя f_c та камери змішування f_3 : $f_i = f_3 - f_c$.

Після підстановки (4.98) в (4.97) отримаємо рівняння для визначення мінімального тиску в проточній частині струминного насоса

$$P_2 = P_1 + \frac{r}{2} Q_i^2 \frac{\xi_{кз}}{f_i^2} - \frac{1}{f_i^2} - \xi_{кз} \frac{1}{f_i^2} \quad (4.99)$$

Величина тиску P_1 визначається схемою включення струминного насоса. Незалежно від конструкції ежекційної системи (рисунок 4.11) переріз 3–3 проводимо через початковий, а переріз 4–4 – через кінцевий переріз напірної лінії струминного насоса у вигляді кільцевого каналу, утвореного стінкою свердловини та бурильною колоною. Зв'язок між гідродинамічними параметрами для згаданих перерізів визначається рівнянням Бернуллі

$$Z_3 + \frac{P_3}{r g} + a_3 \frac{V_3^2}{2g} = Z_4 + \frac{P_4}{r g} + a_4 \frac{V_4^2}{2g} + h_{3-4}, \quad (4.100)$$

де h_{3-4} – гідравлічні втрати в кільцевому каналі, який з'єднує струминний насос з уст'ям свердловини.

Проаналізуємо складові рівняння (4.100) враховуючи, що порівняльна площина проведена через переріз 3–3, тиск у вихідному перерізі дорівнює атмосферному, швидкості в обох розглянутих перерізах однакові, а гідравлічні втрати визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$Z_3 = 0, Z_4 = H_n, a_3 = a_4 = 1, P_4 = 0, V_3 = V_4, h_{3-4} = l \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_n^2}{2g f_{3n}^2} \quad (4.101)$$

У випадку прямого та зворотного промивання вибою продуктивність поверхневого бурого насоса дорівнює витраті робочого потоку $Q_n = Q_p$.

Враховуючи співвідношення (4.101) рівняння (4.100) запишемо у вигляді

$$P_3 = r g H_n + l r \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_n^2}{f_{3n}^2} \quad (4.102)$$

Визначимо взаємозв'язок між тисками P_1 та P_3 для розглянутих схем використання бурового насоса. У випадку прямого (рисунк 4.11 а) та комбінованого (рисунк 4.11 в) промивання вибою різниця між згаданими тисками є незначною, тому з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти $P_3=P_1$. У випадку зворотного промивання вибою (рисунк 4.10 б) різниця між згаданими тисками визначається величиною гідравлічних втрат в промивальній системі долота

$$P_1 = P_3 - \frac{r Q_i^2}{2 m_b^2 f_o^2} \quad (4.103)$$

де m_b , f_o – коефіцієнт витрати та площа перерізу промивального отвору долота (коронки).

Після підстановки (4.102), (4.103) в рівняння (4.99) запишемо

$$P_2 = r g H_n + l \frac{r g H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_n^2}{f_{zn}^2} - \frac{r Q_i^2}{2 m_b^2 f_o^2} + \frac{r Q_i^2}{2} \frac{\alpha_1}{\zeta f_1^2} - \frac{1}{f_i^2} - \chi_{k3} \frac{1}{f_i^2} \frac{\ddot{o}}{\varnothing} \quad (4.104)$$

Враховуючи співвідношення між робочою та інжектуючою витратою $Q_i = i Q_n$ (де i – коефіцієнт інжекції (коефіцієнт потоку)) перепишемо (4.104) у вигляді

$$P_2 = r g H_n + \frac{r Q_n^2}{2} \frac{\alpha_1}{\zeta f_1^2} \frac{r g H_n}{D_c - d_k} \frac{1}{f_{zn}^2} - \frac{i}{m_b^2 f_o^2} + \frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_i^2} - \chi_{k3} \frac{1}{f_i^2} \frac{\ddot{o}}{\varnothing} \quad (4.105)$$

Кавітація в проточній частині струминного насоса має місце у випадку зниження тиску до величини тиску насичених парів рідини $P_2 = P_{nn} \approx 0$. Рівняння (4.105) може бути спрощене після підстановки значень $1/f_{zn}^2 \gg 0$, $1/f_1^2 \gg 0$, оскільки $f_{zn} \gg f_1$ та $f_1 \gg f_i$

$$r g H_n - \frac{r Q_n^2}{2} \frac{\alpha_1}{\zeta m_b^2 f_o^2} + \frac{1}{f_i^2} (1 + \chi_{k3}) \frac{\ddot{o}}{\varnothing} = 0 \quad (4.106)$$

Після відповідних перетворень рівняння (4.106) отримаємо співвідношення для визначення критичних значень витрати робочого потоку, глибини розміщення струминного насоса в свердловині та площі інжектуючого потоку

$$Q_{p\max} = \frac{\xi}{\xi} \frac{2gH_n}{i} \frac{1 + \chi_{k3}}{m_b^2 f_\partial^2 + f_i^2} \frac{0,5}{\div}; \quad (4.107)$$

$$H_{n\min} = \frac{Q_n^2}{2g} \frac{\xi}{\xi} \frac{i}{m_b^2 f_\partial^2} + \frac{1 + \chi_{k3}}{f_i^2} \frac{0}{\div}; \quad (4.108)$$

$$f_{i\min} = \frac{\xi}{\xi} \frac{1 + \chi_{k3}}{2gH_n} \frac{0,5}{\div} - \frac{i}{Q_n^2} \frac{\div}{m_b^2 f_\partial^2}, \quad (4.109)$$

Рівняння (4.107) – (4.109) стосуються ежекційної системи, яка реалізує зворотне промивання вибою (рисунк 4.8 б). Для двох інших ежекційних систем в рівняннях (4.107) – (4.109) відсутня складова, яка визначає гідравлічні втрати в промивальній системі долота. При використанні ежекційної системи, що реалізує комбіноване промивання вибою величину загальної витрати Q_n необхідно замінити на робочу витрату Q_p , значення якої може бути визначене шляхом розв'язку рівнянь балансу витрат та напорів (формули (4.4), (4.5)). Вплив частоти обертання струминного насоса на параметри $Q_{p\max}$, $H_{n\min}$, $f_{i\min}$ здійснюється через коефіцієнт потоку струминного насоса та площу перерізу інжектваного потоку. При зростанні частоти обертання струминного насоса коефіцієнт потоку i зростає, а площа інжектваного потоку f_i зменшується. Під дією відцентрових сил, викликаних обертанням струминного насоса, внутрішня границя інжектваного потоку зміщується в радіальному напрямку від осі пристрою, внаслідок чого відбувається зменшення площі перерізу f_i . Відповідно до рівняння Бернуллі зменшення перерізу f_i за незмінної витрати викликає зростання швидкості потоку рідини та зменшення гідродинамічного тиску. Таким чином, обертання струминного насоса або закрутка інжектваного потоку направляючими елементами підвищує імовірність виникнення кавітаційного режиму камери змішування. З метою спрощення отриманих рівнянь визначимо взаємозв'язок між площею перерізу інжектваного потоку f_i та робочого струменя f_c . Враховуючи (4.83) запишемо

$$f_i = f_3 - f_c = \frac{\rho}{4} (d_3^2 - d_p^2 e^2), \quad (4.110)$$

де f_3, d_3 – відповідно площа перерізу та діаметр камери змішування.

Інженерні форми запису рівнянь для визначення $Q_{p\max}, H_{n\min}$ отримаємо після підстановки (4.110) в рівняння (4.107), (4.108).

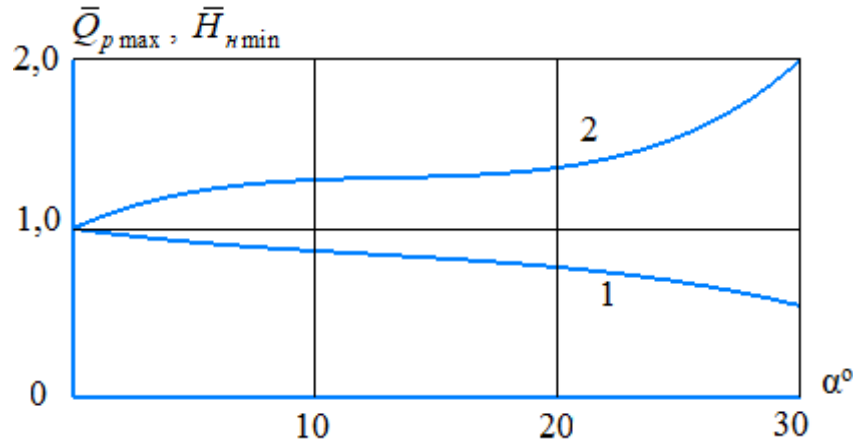


Рисунок 4.12 – Відносні експлуатаційні параметри ежекційної системи за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса:

1 – максимально допустима робоча витрата; 2 – мінімально допустима глибина розміщення в свердловині

У випадку прямого та комбінованого промивання вибою після підстановки значень площі перерізу насадок промивальної системи долота $f_d = \infty$ отримаємо

$$Q_{p\max} = \frac{\rho}{4} (d_3^2 - d_p^2 e^2) \frac{\alpha \cdot 2gH_n}{\xi(1+x_{k3})} \cdot \frac{\dot{Q}^{0,5}}{\phi}; \quad (4.111)$$

$$H_{n\min} = \frac{8}{\rho^2} \frac{Q_n^2}{g} \frac{1+x_{k3}}{(d_3^2 - d_p^2 e^2)^2} \quad (4.112)$$

Залежності побудовані з використанням рівнянь (4.105), (4.106) приведені на рисунку 4.12 у відносній формі як відношення фактичних показників до базових, отриманих за відсутності обертання потоку. Відповідно до приведених графіків обертання потоку збільшує мінімально допустиму глибину розміщення струминного насоса в свердловині та зменшує максимально допустиму витрату робочого потоку. Це свідчить про зростання імовірності виникнення кавітаційного режиму камери змішування струминного насоса.

Висновки

На основі застосування методу конформних відображень, законів збереження енергії та суцільності потоку і аналізу балансу витрат та гідравлічних втрат в елементах замкнених ежекційних систем визначені умови виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса з врахуванням стиснення робочого струменя. Це дозволило встановити механізм впливу обертання потоку на кавітаційні характеристики свердловинної ежекційної системи:

- обертання потоку викликає розширення робочого струменя в проточній частині струминного насоса;
- незалежно від діаметра робочої насадки зберігається гідродинамічна подібність траєкторій робочого струменя;
- нерівномірність розподілу швидкостей зростає при збільшенні кута закрутки робочого струменя та зростання швидкості його обертання. Для значень кута закрутки $\alpha > 10^\circ$ нерівномірність розподілу швидкостей не залежить від діаметра робочої насадки струминного насоса;
- обертання потоку зменшує імовірність виникнення кавітаційного режиму робочої насадки. Зростання кута закрутки та частоти обертання потоку зменшує імовірність виникнення кавітаційного режиму робочої насадки;
- обертання потоку підвищує імовірність виникнення кавітаційного режиму камери змішування. Зростання кута закрутки та частоти обертання потоку підвищує імовірність виникнення кавітаційного режиму камери змішування.

Отримані аналітичні залежності визначають границі використання ежекційної системи для умов її обертання в свердловині.

РОЗДІЛ 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ПОТОКІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ СТРУМИННОГО НАСОСА

Мета експериментальних досліджень полягає у визначенні впливу закручування потоків, викликаних обертанням ежекційної системи або використанням направляючих елементів на відносний напір, коефіцієнт потоку та ККД струминного насоса. Крім того, необхідно перевірити адекватність приведених у попередніх розділах розроблених автором математичних моделей робочого процесу струминного насоса за наявності в його проточній частині циркуляційних потоків. З метою виявлення механізму впливу циркуляційних потоків на характер їх змішування доцільно встановити вплив на досліджувані параметри величини робочої витрати, яка створюється силовим приводом, що входить до складу компоновки ежекційної системи.

Можливість практичного використання результатів експериментальних досліджень вимагає попереднього визначення умов їх перенесення на реальні конструкції свердловинних струминних насосів. Наявність циркуляційних потоків вимагає доповнення існуючих умов подібності моделювання робочого процесу прямооточних струминних насосів додатковими критеріями.

В процесі розробки методики проведення експериментальних досліджень необхідно врахувати особливості робочого процесу струминного насоса, які можуть виникати за наявності циркуляційного руху рідини. Схема лабораторного стенда повинна забезпечувати зміну умов закручування потоків для різних типів конструкції проточної частини струминного насоса, які використовують в нафтогазовій промисловості. Враховуючи, що свердловинні струминні насоси експлуатуються в умовах дії гідростатичного тиску, при проектуванні дослідної установки необхідно передбачити наявність надлишкового тиску в елементах гідравлічної системи.

Відповідно до можливих умов використання ежекційної системи в свердловині експериментальні дослідження впливу циркуляційних потоків повинні включати наступні етапи:

1. Дослідження характеристик струминного насоса в умовах закручування направляючими елементами робочого потоку.
2. Дослідження характеристик струминного насоса в умовах закручування направляючими елементами інжектowanego потоку.
3. Дослідження одночасної закрутки направляючими елементами робочого та інжектowanego потоку.
4. Дослідження характеристик струминного насоса для умов, які моделюють процес його обертання в свердловині.

З метою підвищення достовірності експериментальних досліджень необхідно визначити мінімально необхідну кількість дослідів для кожної з отриманих залежностей, визначити емпіричні формули та оцінити статистичну значущість рівнянь регресії.

5.1 Дослідження умов подібності при моделюванні циркуляційних потоків свердловинних струминних насосів

Відповідно до теорії фізичного моделювання [1], [2], [23], [25] гідродинамічна подібність явищ та процесів забезпечується у випадку дотримання геометричної, кінематичної та динамічної подібності змішуваних потоків. Визначимо особливості забезпечення згаданих ознак подібності при фізичному моделюванні гідравлічних процесів в проточній частині струминного насоса.

Геометрична подібність забезпечується для однакових значень загальноприйнятих співвідношень характерних розмірів деталей проточної частини струминного насоса (рисунк 5.1): співвідношення площ перерізів $K_{сн}$ камери змішування f_3 та робочої насадки f_p , відносна відстань $\bar{l}_p$ між робочою насадкою та вхідним перерізом камери змішування, відносна довжина $\bar{l}_к$ камери змішування

$$K_{сн} = \frac{f_3}{f_p} = \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \frac{\pi d_p^2}{4} ; \bar{l}_p = \frac{l_p}{d_p} ; \bar{l}_к = \frac{l_к}{d_3}, \quad (5.1)$$

де d_3 , d_p – діаметри камери змішування та робочої насадки;

l_p – відстань між робочою насадкою та камерою змішування;

l_k – довжина камери змішування.

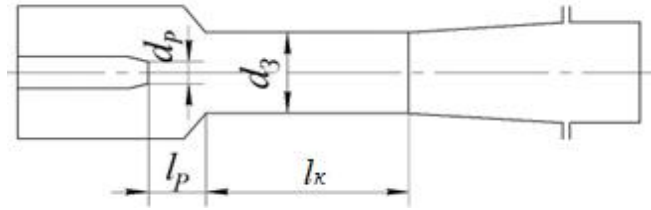


Рисунок 5.1 – Визначення параметрів геометричної подібності деталей проточної частини струминного насоса

Для свердловинних струминних насосів раціональної геометрії характерні геометричні параметри (рисунок 5.1) приймають значення: $K_{сн} \gg 2...8,0$; $\bar{l}_p = 0,5...1,5$; $\bar{l}_k = 3...10$ [11], [66], [70], [71].

Додатковим фактором, який визначає геометричну подібність, вважають [238] висоту мікронерівностей або шорсткість поверхонь деталей проточної частини струминного насоса. З метою визначення умов перенесення результатів модельних експериментальних досліджень на реальні ежекційні системи доцільно визначити критичні значення шорсткості, перевищення яких не впливає на напір струминного насоса, тобто встановити зону автомодельності даних величин.

В процесі досліджень впливу шорсткості поверхні камери змішування на напірну характеристику струминного насоса використовуємо експериментальний матеріал отриманий Мельніковим О. П. [21]. Під час випробувань використовувався струминний насос раціональної геометрії з наступними геометричними параметрами (рисунок 5.1): $d_p = 6$ мм; $d_3 = 15$ мм; $l_p = 12$ мм. Напірна характеристика струминного насоса визначалась для таких значень шорсткості поверхні камери змішування:

– абсолютні величини Δ :	20 мкм	60 мкм	100 мкм	150 мкм	200 мкм
– відносні величини: $D = \frac{d_3}{D}$	750	250	150	100	75

Безрозмірний параметр D характеризує відносну гладкість поверхні [5] і є величиною, оберненою до відносної шорсткості: така характеристика шорсткості прийнята нами для можливості визначення впливу на граничну величину напору

струминного насоса за допомогою апроксимації експериментальних даних гіперболічною залежністю при збереженні фізичного змісту процесу.

Результати експериментальних досліджень кожного струминного насоса раціональної геометрії представлені у вигляді поліноміальних рівнянь нелінійної регресії

$$\begin{aligned}
 D=20\text{мм}; D=750: y &= 0,2272 - 0,2761x^{1,5} - 0,4413x^2; \\
 D=60\text{мм}; D=250: y &= 0,2223 - 0,2872x^{1,5} - 0,4213x^2; \\
 D=100\text{мм}; D=150: y &= 0,1978 - 0,7568x^2; \\
 D=150\text{мм}; D=100: y &= 0,1608 - 0,1269x^3 - 0,0316x^{0,5}; \\
 D=200\text{мм}; D=75: y &= 0,155 - 0,4272x^{1,5} - 0,04805x^{0,5}
 \end{aligned}
 \tag{5.2}$$

Для визначення критичних значень шорсткості необхідно прийняти характерний параметр, який безпосередньо залежить від чистоти поверхні камери змішування. За такий параметр приймаємо величину максимального напору, який створює струминний насос. Чистота поверхні камери змішування впливає на турбулізацію потоку і на величину гідравлічних втрат та ККД струминного насоса. Виходячи із фізичного змісту процесу змішування, таким чином, можна прогнозувати зростання максимального напору струминного насоса при зменшенні абсолютної та збільшенні відносної шорсткості.

Критичні значення шорсткості D визначаємо у три етапи:

1. Перетворення напірних характеристик струминного насоса $h = f(i)$ для різних значень шорсткості D в залежність максимального напору від шорсткості $h_{\max} = f(D)$.
2. Лінеаризація залежності $h_{\max} = f(D)$ та визначення величини граничного напору $h_{\text{гр}}$, до якого прямує функція.
3. Встановлення критичних значень шорсткості для заданої точності визначення максимального напору.

На першому етапі за допомогою поліноміальних нелінійних рівнянь (5.2) використовуючи підстановку $x=0$ визначаємо максимальні значення напору $h_{\max} = y$ і будуємо функції $h = f(i)$ (рисунк 5.2 а).

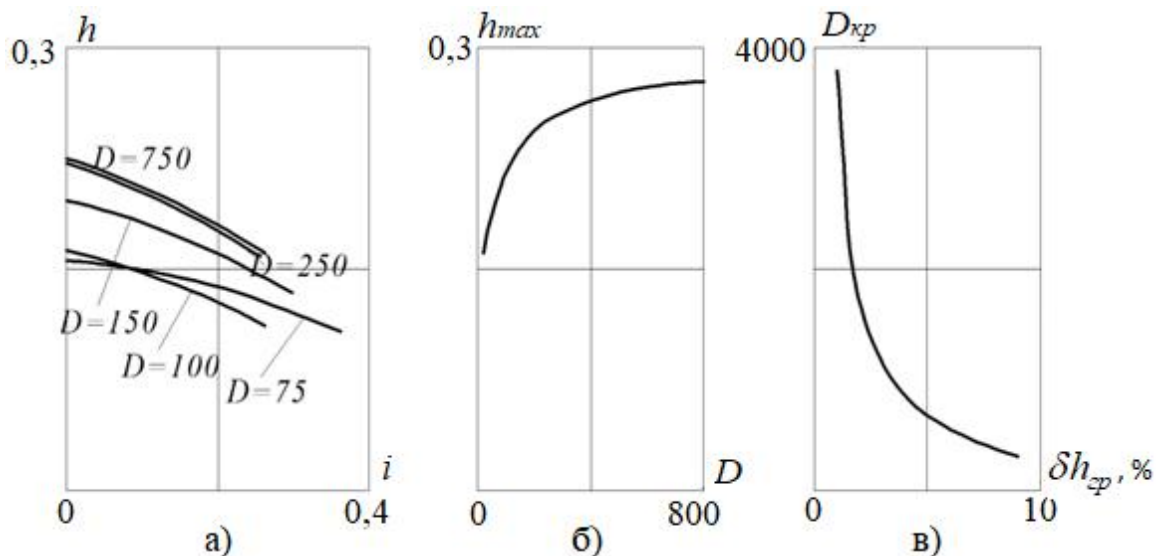


Рисунок 5.2 – Визначення критичної шорсткості поверхні камери змішування струминного насоса: а) напірні характеристики для різної шорсткості; б) залежність максимального напору від шорсткості; в) критичні значення шорсткості

Другий етап передбачає лінеаризацію функції $h_{\max} = f(D)$. На основі фізичного розуміння процесу вважаємо, що дана функція має асимптотичний характер, а її фінішні ділянки апроксимуються гіперболічною залежністю

$$y = \frac{x}{b_0 + b_1 x};$$

$$y = \frac{x}{b_0/x + b_1}$$
(5.3)

В рівняннях (5.3) прийнято позначення: $y = h_{\max}$; $x = D$. У випадку, коли x прямує до безмежності $x \rightarrow \infty$, крива y прямує до асимптоти $y \rightarrow y_{cp}$. Визначення постійних коефіцієнтів вимагає попередньої лінеаризації рівнянь (5.3) за допомогою перетворень $y' = \frac{x}{y}$; $x = x'$.

$$y\Phi = b_0 + b_1 x\Phi$$
(6.4)

Граничне значення функції y_{cp} визначаємо за допомогою статистичних співвідношень [26], [27]

$$y_{cp} = \frac{Q_{x\Phi}}{Q_{y\Phi}} = \frac{\sum x\Phi - (1/n)(\sum x)(\sum y\Phi)}{\sum y\Phi^2 - (1/n)(\sum y\Phi)^2} \quad (5.5)$$

Відповідно до проведених розрахунків гранична величина напору становить $y_{cp}=0,2392$. Коефіцієнти b_0 , b_1 рівняння регресії (формула (5.3)) визначаємо методом найменших квадратів: $b_0=151,758$, $b_1=4,174$. Оцінку значимості коефіцієнта парної кореляції [4], [6], [12] виконуємо шляхом порівняння з критичною величиною $r_{кр}$. Критичне значення коефіцієнта кореляції для степені свободи $n - 2 = 3$ для 0,1 % рівня значущості становить $r_{кр}=0,991$. Враховуючи, що виконується співвідношення $r > r_{кр}$ ($0,999 > 0,991$) можна стверджувати про наявність кореляції між залежною та незалежною змінними. Лінійність рівняння (5.4) підтверджує асимптотичний характер залежності $h_{max} = f(D)$, вигляд якої приведений на рисунку 5.2 б. Зважаючи на проведений аналіз формула для визначення критичних значень шорсткості приймає вигляд

$$D_{кр} = \frac{b_0}{h_{кр}^{-1} - b_1} \quad (5.6)$$

Критичне значення напору $h_{кр}$ визначаємо в відсотках від величини граничного напору h_{cp} : $h_{кр} = (dh_{cp})h_{cp}$. Допустиме зменшення граничного напору dh_{cp} при цьому може прийматись залежно від технологічних та економічних умов застосування струминного насоса.

Наявність циркуляційних потоків, очевидно, не впливає на параметри геометричної подібності струминних насосів.

Кінематична подібність характеризується пропорційністю місцевих швидкостей у схожих точках та рівністю кутів, що визначають напрямки цих швидкостей. Для струминних насосів кінематична подібність визначає пропорційність швидкостей інжектованого та робочого потоків. Для характеристики кінематичної подібності введено поняття відносної швидкості, як співвідношення середніх швидкостей інжектованого та робочого потоків $\bar{V} = V_i/V_p$. Зважаючи на зв'язок між швидкістю та витратою, а також безрозмірне геометричне співвідношення $K_{сн}$ отримаємо

$$\bar{V} = \frac{V_i}{V_p} = \frac{Q_i}{Q_p} \frac{d_p^2}{d_3^2 - d_p^2} = \frac{1}{K_{сн} - 1} \quad (5.7)$$

Враховуючи, що схожість швидкостей має місце виключно у випадку геометричної подібності ($K_{сн} = \text{const}$), кінематична подібність виконується за однакових значень коефіцієнта інжекції.

Обертання частинок рідини вимагає використання додаткового кінематичного параметра у вигляді співвідношення обертової V_q та осьової V_o швидкостей $\Pi = \frac{V_q}{V_o}$. Величина осьової швидкості визначає ефективність передачі

енергії активним потоком внаслідок дії сил в'язкості. Обертова швидкість визначає здатність струминного насоса створювати напір за рахунок дії сил інерції подібно тому, як це відбувається в проточній частині відцентрового насоса. Параметр Π , таким чином, характеризує комплексний вплив сил в'язкості та інерції при обертанні потоку в струминному насосі. Обертання струминного насоса з кутовою швидкістю ω , очевидно, характеризується параметром змішаного потоку

$$\Pi = \frac{V_{q3}}{V_{o3}} = \frac{\rho \omega r_k^3}{4 Q_3} = \frac{\rho}{4} \frac{\omega r_k^3}{Q_p (1+i)}, \quad (5.8)$$

де r_k – радіус камери змішування.

Індекс «3» визначає колову та осьову швидкості для змішаного потоку.

При використанні для закрутки направляючих елементів необхідно використовувати швидкісні параметри робочого Π_p та інжектованого Π_i потоків

$$\Pi_p = \frac{V_{qp}}{V_{op}} = \frac{\rho}{4} \frac{\omega_p r_p^3}{Q_p}; \quad (5.9)$$

$$\Pi_i = \frac{V_{qi}}{V_{oi}} = \frac{\rho}{4} \frac{\omega_i r_k (r_k^2 - r_p^2)}{Q_i} = \frac{\rho}{4} \frac{\omega_i r_k (r_k^2 - r_p^2)}{Q_p i} \quad (5.10)$$

Відповідно до рівняння (3.4) параметри Π_p , Π_i визначають також кут нахилу направляючих елементів. У випадку одночасної закрутки робочого і інжектованого потоку може використовуватись комплексне співвідношення

$$\Pi_{ip} = \frac{\Pi_i}{\Pi_p} = \frac{\omega_i}{\omega_p} \frac{1}{i} K_{сн}^{0,5} (K_{сн} - 1) \quad (5.11)$$

Динамічна подібність визначає пропорційність сил, які діють на схожі об'єкти в кінематично подібних потоках. Для струминних насосів динамічна подібність визначає рівність чисел Рейнольдса змішаного потоку або належність їх значень до спільної автомодельної області. Границі автомодельної області визначаються мінімальним значенням числа Рейнольдса, перевищення якого відповідає незмінній (за умови геометричної і кінематичної подібності) напірній характеристиці струминного насоса. Встановлення умов подібності гідравлічних процесів передбачає визначення граничної автомодельної області для струминного насоса, раціональна геометрія якого відповідає свердловинним ежекційним системам.

Визначимо умови динамічної подібності струминних насосів для нульової швидкості обертання потоку. При проведенні порівняльного аналізу використовуємо відомий експериментальний матеріал [21], [22], [51], [215]. Основні геометричні розміри струминних насосів прийнятих для порівняльного аналізу приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Розміри геометрично подібних струминних насосів

№	d_p , мм	d_z , мм	l_p , мм	l_k , мм	Відносні показники		
					$\bar{l}_p$	$\bar{l}_k$	$K_{сн}$
1	50,8	9,0	6,22; 12,01; 21,67; 29,87	60	1,23; 2,37; 4,27; 5,88	6,7	3,14
2	22,5	40	16,5; 21,5; 26,5; 41,5	240	0,73; 0,96; 1,18; 1,84	6,0	3,16
3	7,0	10	15	40; 65	2,14	4; 6,5	2,041
4	6,3	9,0	19,47	60	3,091	6,67	2,041
5	6,0	15	12	120	2,0	8,0	6,25
6	16	40	31,5	240	1,969	6	6,25

Прийняті в таблиці 5.1 позначення відповідають рисунку 5.1.

Для коректного аналізу порівнювались геометрично подібні струминні насоси з близькими значеннями лінійних відносних показників. Кінематична подібність забезпечується однаковим діапазоном зміни коефіцієнта інжекції.

Напірні характеристики геометрично та кінематично подібних струминних насосів приведені на рисунку 5.3 а. Незважаючи на геометричну та кінематичну подібність струминних насосів має місце розбіжність приведених на рисунку 5.3 а напірних характеристик. Визначимо можливість існування динамічної подібності при випробуванні даних струминних насосів шляхом визначення фактичних чисел Рейнольдса змішаного потоку. Рівняння для визначення числа Рейнольдса змішаного потоку має вигляд

$$R_{ez} = \frac{V_3 d_3}{n} = \frac{4Q_3}{pd_3 n} = \frac{4Q_p(1+i)}{pd_3 n}, \quad (5.12)$$

де n – коефіцієнт кінематичної в'язкості змішаного потоку.

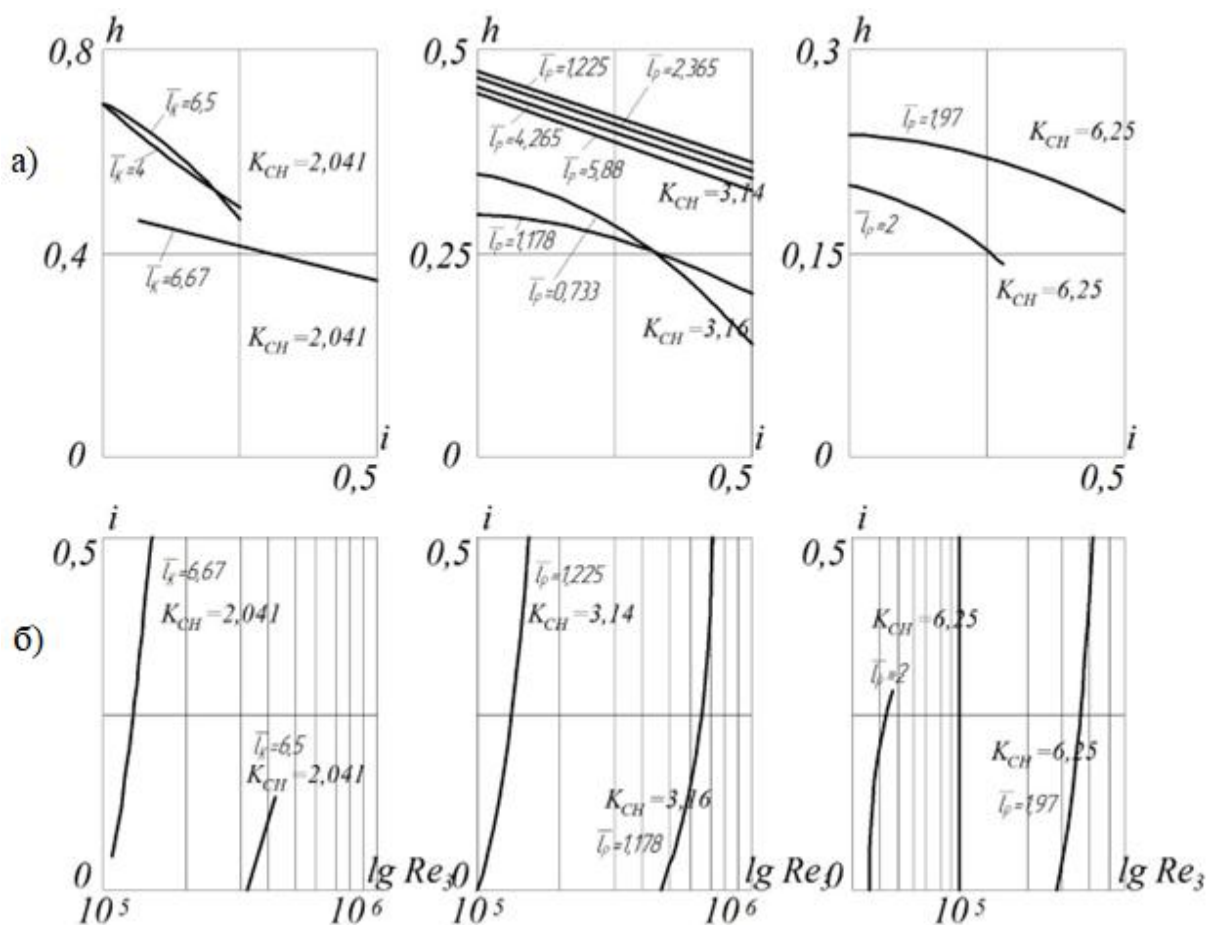


Рисунок 5.3 – Співставлення характеристик струминного насоса для різних режимів його роботи: а) напірні характеристики; б) залежність коефіцієнта інжекції від числа Рейнольдса змішаного потоку

Залежності $i = f(R_{ez})$ у напівлогарифмічних координатах побудовані автором для струминних насосів раціональної геометрії, розміри яких приведені в таблиці 5.1 (рисунок 5.3). Аналіз приведених залежностей свідчить, що вони отримані для різних чисел Рейнольдса змішаного потоку. Таким чином, умова динамічної подібності при випробуванні розглянутих струминних насосів не виконується, і це пояснює розбіжність їх напірних характеристик незважаючи на дотримання умов геометричної та кінематичної подібності.

Розглянемо можливість виконання умов динамічної подібності для більших, ніж розглянуті в попередньому аналізі значень числа Рейнольдса. Для порівняння використовуємо досвід застосування струминних апаратів для видобування пластової води. Геометричні розміри струминного насоса для раціональної геометрії проточної частини приведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Геометричні розміри струминного насоса для видобування пластової води

d_p , мм	d_z , мм	l_p , мм	l_k , мм	Відносні показники		
				$\bar{l}_p$	$\bar{l}_k$	K_{cn}
12,8	22	20	200	1,563	9,091	2,954

При видобуванні пластової води одночасно використовувалось 3 паралельно з'єднаних струминних насоса. Режим роботи струминних насосів змінювався шляхом зміни глибини його занурення в свердловину для двох фіксованих значень продуктивності бурового насоса: $Q_{n1}=20$ л/с, $Q_{n2}=34$ л/с. Зважаючи на характер включення струминних насосів витрата робочого потоку становила $Q_{p1} = Q_{n1}/3 = 6,667$ л/с та $Q_{p2} = Q_{n2}/3 = 11,333$ л/с.

Аналіз отриманих результатів показує, що експериментальні точки з достатньою точністю можуть бути апроксимовані єдиною емпіричною функцією (рисунок 5.4 а).

При проведенні аналізу із загального масиву емпіричних рівнянь вибрані дві апроксимуючі функції

$$h = \frac{0,5015 - 0,999i}{1 - 1,1964i - 1,3907i^2}; \quad (5.13)$$

$$\ln h = -0,6268 - 2,2587i + 8,4884i^2 - 14,3915i^3 \quad (5.14)$$

Для першого рівняння величина коефіцієнта кореляції становить $r^2=0,929$ для другого – $r^2=0,9308$.

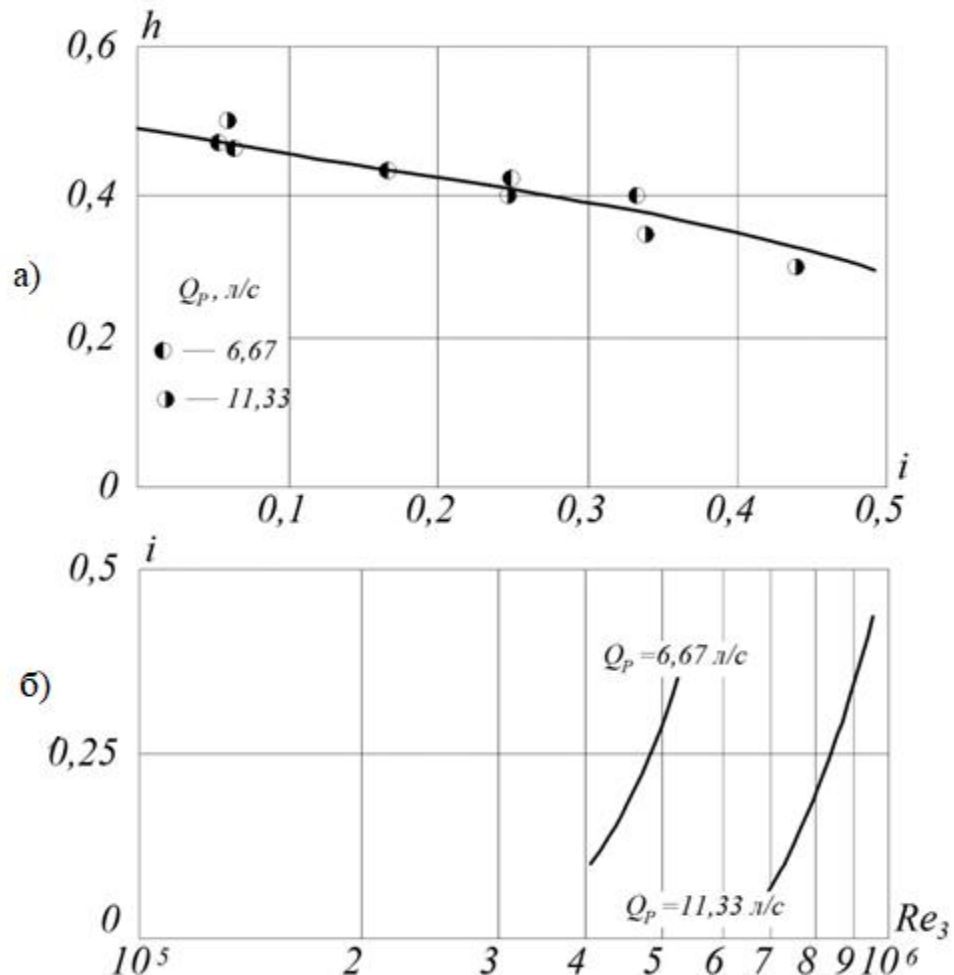


Рисунок 5.4 – Напірна характеристика струминного насоса для автомоделного діапазону зміни чисел Рейнольдса: а) експериментальні точки; б) діапазон зміни чисел Рейнольдса

На рисунку 5.4 а показана емпірична залежність отримана за першим рівнянням. Таким чином, можна стверджувати про ідентичність напірних характеристик струминного насоса, отриманих для різних значень витрати робочого потоку.

Результати попередніх досліджень (рисунок 5.3) представлені для чисел Рейнольдса змішаного потоку, які знаходяться в діапазоні $Re_3 = (0,0369 - 0,752)10^6$.

При видобуванні пластової води число Рейнольдса змішаного потоку змінювалось в діапазоні $R_{ez}=(0,408-0,945)10^6$. Зважаючи на ідентичність напірних характеристик струминного насоса в розглянутих дослідках, можна зробити висновок про дотримування умов динамічної подібності для значень чисел Рейнольдса змішаного потоку $R_{ez}>0,4\times 10^6$. Отриманий результат узгоджується з дослідками, приведеними в роботі [216]: автомодельна зона забезпечується для значень чисел Рейнольдса $R_{ez}>(0,4-0,5)10^6$. Даний результат отриманий при дослідженні струминного насоса, призначеного для буріння глибоких свердловин. Для порівняння можна привести граничну величину числа Рейнольдса, отриману Скорупко А.М. (Національний університет «Одеська політехніка») для струминного насоса з центральним кільцевим соплом Вентурі $R_e=0,03\times 10^6$.

При обертанні рідини визначення числа Рейнольдса прямолінійного руху змішаного потоку, очевидно, недостатньо для характеристики умов динамічної подібності. Для характеристики обертання потоку може використовуватись величина прискорення відцентрових сил a , яке входить до складу критерія – аналога числа Фруда [156]

$$F_r = \frac{V_{cep}}{aL}, \quad (5.15)$$

де V_{cep} – середня поздовжня швидкість;

L – характерний лінійний розмір.

Середня поздовжня швидкість та тангенціальна складова (обертובה швидкість) визначені співвідношенням

$$\frac{V_q}{V_{cep}} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.16)$$

де α – кут нахилу до горизонту елементів для закрутки потоку.

Прискорення поля відцентрових сил може бути визначене за формулою

$$a = \frac{V_q^2}{d} \quad (5.17)$$

де d – діаметр потоку.

Якщо діаметр потоку d прийняти за характерний лінійний розмір $d = l$, то враховуючи формули (5.15) – (5.17) рівняння для визначення критерія Фруда прийме вигляд

$$F_r = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad (5.18)$$

Обертання ежекційної системи можна розглядати, як закрутку потоку в умовах його тангенціального введення в проточну частину струминного насоса. Враховуючи, що тангенс кута 90° не визначений, для розрахунку критерію F_r можна використовувати значення α близькі до прямого кута.

Таким чином, динамічна подібність режимів роботи струминного насоса в умовах обертання потоку забезпечується при поєднанні двох критеріїв: вплив сил в'язкості характеризується числом Рейнольдса, а дія відцентрових сил – аналогом числа Фруда.

З точки зору практичного застосування доцільно запровадити єдиний комплексний критерій динамічної подібності, який врахував би як прямолінійний, так і обертний рух потоку. Комплексною кінематичною характеристикою результуючого руху, очевидно, є швидкість гвинтового або спірального потоку

$$V = \sqrt{V_q^2 + V_{\text{сеп}}^2} \quad (5.19)$$

Визначимо величину швидкості гвинтового потоку враховуючи співвідношення для обертової V_q та кутової ω швидкостей.

Розглянемо випадок обертання струминного насоса з колоною бурильних труб в процесі буріння. Враховуючи, що обертова і середня швидкості визначаються відомими співвідношеннями

$$V_q = \omega \frac{d}{2}; \quad V_{\text{сеп}} = \frac{4Q}{\rho d^2} \quad (5.20)$$

для змішаного потоку, враховуючи рівняння (5.19), отримаємо співвідношення

$$V_3 = \sqrt{\frac{16Q_3^2}{\rho^2 d_3^4} + \frac{\omega^2 d_3^2}{4}} \quad (5.21)$$

Тоді враховуючи формулу для визначення числа Рейнольдса ($R_e = Vd/n$) отримаємо комплексний критерій динамічної подібності, який враховує складний обертово-поступальний рух потоку

$$R_{ez} = \frac{d}{n} \sqrt{\frac{16Q_3^2}{p^2 d_3^4} + \frac{w^2 d_3^2}{4}} \quad (5.22)$$

У випадку закрутки потоку направляючими елементами обертову швидкість, враховуючи рівняння (3.3) визначаємо за формулою

$$V_q = \frac{4}{p} \frac{Q}{d^2} \operatorname{tg} a \quad (5.23)$$

Тоді швидкість та число Рейнольдса гвинтового потоку можуть бути визначені за формулою

$$V = \frac{4Q}{pd^2} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a} ; \quad (5.24)$$

$$R_e = \frac{4Q}{pdn} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a} \quad (5.25)$$

Для змішаного потоку останнє рівняння приймає вигляд

$$R_{ez} = \frac{4Q_n(1+i)}{pdn} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a} \quad (5.26)$$

Дослідження критеріїв подібності при моделюванні циркуляційних потоків дозволило сформулювати наступні умови перенесення результатів лабораторних досліджень на реальні конструкції свердловинних струминних насосів.

1. Залежність максимального напору струминного насоса від відносної гладкості поверхні камери змішування апроксимується гіперболічною залежністю: при зростанні відносної гладкості величина максимального напору асимптотично наближається до граничного значення. Допустиме зменшення напору при цьому може прийматись залежно від технологічних та економічних умов застосування струминного насоса.

2. Співвідношення обертової та осьової швидкостей може розглядатись як додатковий параметр кінематичної подібності циркуляційних потоків.

3. Динамічна подібність струминних насосів для прямолінійних потоків забезпечується в діапазоні зміни чисел Рейнольдса змішаної течії $R_{ez} > (0,4-0,5)10^6$.

4. При обертанні потоку необхідно використовувати додаткові параметри динамічної подібності у вигляді числа Фруда та числа Рейнольдса результуючого обертово-поступального (гвинтового) потоку.

5.2 Експериментальне дослідження впливу закручування потоку на характеристику струминного насоса

5.2.1 Методика експериментальних досліджень робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки потоку

Гідравлічна схема лабораторної установки для дослідження вихрового струминного насоса приведена на рисунку 5.5, а її зовнішній вигляд – на рисунку 5.6.

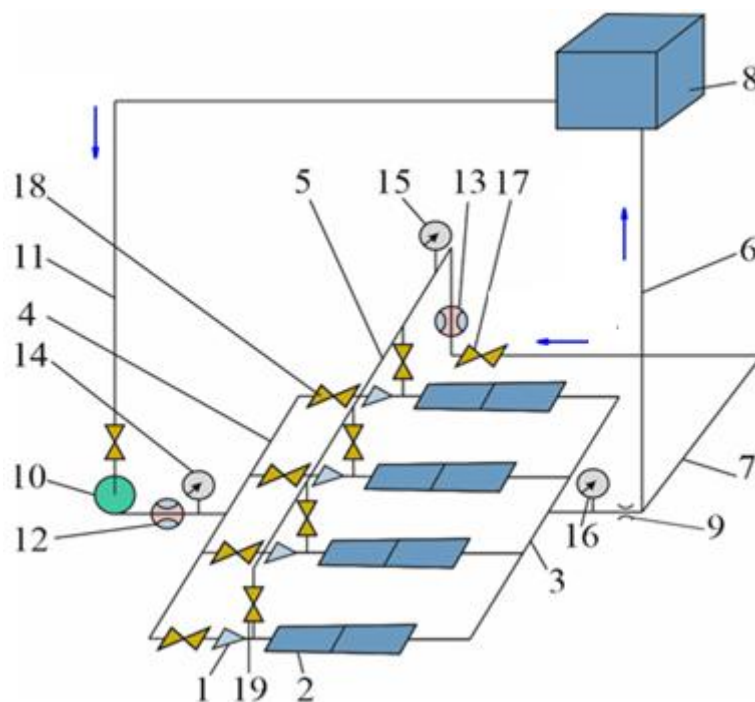


Рисунок 5.5 – Лабораторна установка для дослідження робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки потоку направляючими елементами

Лабораторна установка призначена для дослідження впливу закрутки робочого, інжектного або змішаного потоку на характеристику свердловинного струминного насоса. Лабораторна установка складається з чотирьох повнорозмірних паралельно з'єднаних струминних насосів, розміщених в

горизонтальній площині, кожний з яких складається з робочої насадки 1 (рисунок 5.5) та камери змішування з дифузором 2. Струминні насоси під'єднані до спільних напірного 3, робочого 4 та всмоктувального 5 колекторів. Напірний колектор 3 сполучається з напірною 6 та всмоктувальною 7 лініями. З метою наближення до умов, подібних використанню струминного насоса в свердловині за допомогою приймально-напірної ємкості 8 в гідромеханічній системі лабораторної установки створюється постійний гідростатичний тиск, величина якого визначається перевищенням висоти встановлення резервуара 8 рівня розміщення струминних насосів.

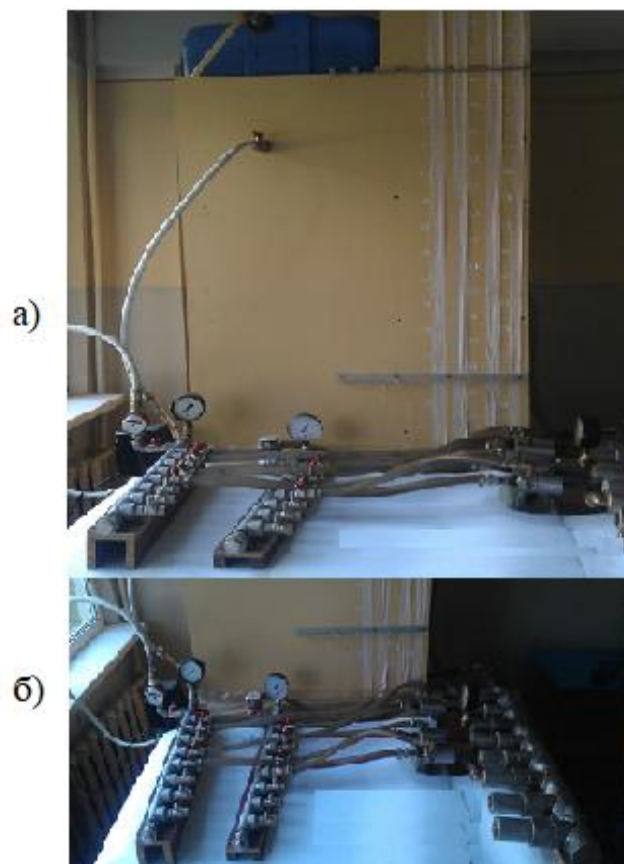


Рисунок 5.6 – Зовнішній вигляд лабораторної установки (а) та блок струминних насосів (б)

Для імітації гідравлічного навантаження, яке створюється гідромоніторними насадками долота в напірній лінії встановлене місцеве звуження 9 на шляху змішаного потоку. Всмоктувальна лінія 7 з'єднує напірну лінію 6 з всмоктувальним колектором 5. Нагнітання робочого потоку здійснюється за допомогою відцентрового насоса 10, всмоктувальна лінія 11 якого з'єднана з резервуаром 8, а вихідна лінія – з робочим колектором 4. Витрата робочого та інжектowanego потоку

визначається витратомірами 12, 13. Значення тисків робочого, інжектowanego та змішаного потоків визначаються манометрами (мановакууметрами) 14, 15, 16. Засувка 17 дозволяє змінювати витрату інжектowanego, а засувки 18 – робочого потоку. Використання засувки 19 дозволяє відключати окремі струминні насоси з метою їх уособленого дослідження.

Зважаючи на світовий досвід експериментального дослідження ежекційних систем, фізичну сутність явища змішування середовищ в проточній частині струминного насоса та логічних уявлень стосовно впливу на характер з'єднання потоків наявних циркуляційних течій під час планування експерименту необхідно виділити перелік факторів, що мають безпосередній вплив на перебіг процесу. Вибраний перелік факторів розглядаємо у вигляді змінних величин, які в деякий момент часу приймають певні значення і можуть бути виміряні за допомогою обладнання, що входить до складу експериментального стенда.

В процесі визначення величин, що характеризують робочий процес ежекційних систем безпосередньому вимірюванню підлягають витрати робочого та інжектowanego потоку і значення тисків перед робочою насадкою, приймальною камерою і на виході з дифузора струминного насоса. Для характеристики впливу циркуляційних потоків використовуємо додатковий фактор у вигляді значень кута нахилу направляючих елементів, що здійснюють закрутку потоку або частоти обертання елементів струминного насоса. Кількість вимірювальних параметрів, таким чином, становить $k=6$. Тоді використовуючи частковий факторний план в умовах комбінації факторів на двох рівнях мінімальна кількість дослідів повинна становити $n=7$ [57, 60].

Дослідження робочого процесу струминного насоса проводимо у два етапи.

1. Визначення напірної характеристики струминного насоса $h = f(i)$.
2. Визначення залежності величини коефіцієнта інжекції від витрати робочого потоку $i = f(Q_p)$.

В процесі визначення напірної характеристики послідовно піддається випробуванню кожна з чотирьох експериментальних моделей. При проведенні

досліджень засувки 18, 19, які безпосередньо з'єднуються з елементами струминного насоса, що піддається випробуванню відкривають, а аналогічні засувки інших трьох насосів закривають. Після запуску силового приводу лабораторної установки (відцентровий насос 10) за допомогою витратоміра 12 визначають робочу витрату об'ємним способом. Величина робочої витрати Q_p в процесі дослідження напірної характеристики підтримується постійною. Витрата інжектowanego потоку визначається витратоміром 13. Зміна витрати Q_i досягається регулюванням степені відкриття засувки 17, яка змінює гідравлічний опір всмоктувальної лінії 7 та режим роботи струминного насоса. Зміна гідравлічного опору всмоктувальної лінії впливає на величину тиску змішаного P_z та інжектowanego P_i потоку. Тиск робочого потоку P_p при цьому залишається незмінним, оскільки його витрата зберігається постійною. Тиск робочого P_p , змішаного P_z та інжектowanego P_i потоків визначаються манометрами 14, 16 та мановакууметром 15. Після визначення дослідних параметрів Q_p , Q_i , P_p , P_z , P_i визначаються відносні показники

$$h = \frac{P_z - P_i}{P_p - P_i}; i = \frac{Q_i}{Q_p} \quad (5.27)$$

та будуються напірні характеристики $h = f(i)$ для кожної з моделей струминного насоса, які за допомогою співвідношення $h = hi/(1 - h)$ можуть бути трансформовані в енергетичні характеристики $h = f(i)$.

В процесі дослідження вихрових струминних насосів перед робочою насадкою або приймальною камерою розміщують направляючі елементи для закручування відповідно робочого або інжектowanego потоків.

Для закрутки робочого потоку використовувались пластини, початковий та кінцевий переріз яких взаємно обернений на 90° , 180° та 360° (рисунки 5.7). Середнє значення кута нахилу поверхні пластини становило $\alpha=8^\circ$, $\alpha=15^\circ$, $\alpha=20^\circ$. Така конструкція направляючих елементів використана для зменшення величини додаткового гідравлічного опору, який створюється вихровою робочою насадкою.

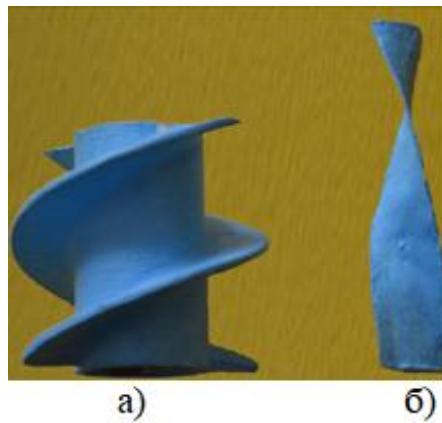


Рисунок 5.7 – Направляючі елементи для закрутки потоку:

а – втулка для закрутки інжектованого потоку; 2 – пластина для закрутки робочого потоку

Для закрутки інжектованого потоку використана полімерна втулка, на зовнішній циліндричній поверхні якої під кутом 45° розміщені гвинтові направляючі елементи.

При проведенні випробувань дану втулку розміщують в кільцевому зазорі між каналом робочого потоку і внутрішньою циліндричною поверхнею.

Другий етап досліджень стосується визначення впливу величини витрати робочого потоку та значення коефіцієнта інжекції струминного насоса. На даному етапі досліджень за допомогою засувки 18, 19 виділяють струминний насос, який на даний момент часу піддається випробуванню. Засувка 17 залишається повністю відкритою, а режим роботи ежекційної системи регулюється ступенем відкриття засувки 18, яка стосується виділеного для випробування струминного насоса. Експериментальні дослідження починаємо для повністю відкритої засувки 18. Після запуску відцентрового насоса 10 як і для попереднього етапу досліджень визначаємо робочу витрату Q_p (за допомогою витратоміра 12), інжектовану витрату Q_i (за допомогою витратоміра 13) та значення тисків P_p , P_z , P_i за допомогою манометрів 14, 16 та мановакууметра 15. Повністю відкрита засувка 18 відповідає першій експериментальній точці. Для наступних експериментальних точок параметри роботи лабораторної установки визначаються для менших ступеней відкриття засувки 18. Експериментальні випробування завершуються після досягнення значень робочої витрати близьких до нульових. Після завершення

експериментальних випробувань визначаємо відносну витрату струминного насоса (коефіцієнт потоку) і будуємо залежність $i = Q_i/Q_p$. З метою узагальнення результатів експериментальних досліджень величину робочої витрати доцільно представити у вигляді числа Рейнольдса робочого потоку.

$$R_{ep} = \frac{V_p d_p}{n} = \frac{4Q_p}{p d_p n}, \quad (5.28)$$

де V_p – швидкість руху потоку в каналі робочої насадки діаметром d_p ;

n – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини.

5.2.2 Дослідження характеристик вихрового струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку

5.2.2.1 Визначення впливу величини робочої витрати на робочий процес струминного насоса

В процесі дослідження впливу робочої витрати на характеристику вихрового струминного насоса [100] визначалась залежність величини коефіцієнта інжекції від числа Рейнольдса активного потоку. Для підвищення достовірності отриманих результатів експериментальні дослідження проводились для чотирьох моделей струминних насосів з різними значеннями основного геометричного параметра. Залежності $i = f(Q_p)$ визначались для двох фіксованих значень кута нахилу направляючих елементів $\alpha=8^\circ$, $\alpha=15^\circ$, пластини, розміщеної в каналі підведення робочого потоку. Число Рейнольдса робочого потоку, враховуючи можливості лабораторної установки, змінювалось в діапазоні $0,8 \times 10^4 - 1,1 \times 10^4$. Нижня границя значень числа Рейнольдса відповідає випадку використання ежекційної системи при видобуванні важкої нафти, а також в складі компоновки з декількох струминних насосів.

Геометричні розміри моделей струминних насосів для раціональної геометрії проточної частини приведені в таблиці 5.3.

Враховуючи, що напір вихрового струминного насоса створюється внаслідок дії сил в'язкості та відцентрових сил можна припустити, що із зростанням числа Рейнольдса вплив закрутки робочого потоку зменшується і величина коефіцієнта

інжекції наближається до постійного значення. Зважаючи на фізичний зміст процесу створення напору струминного насоса для апроксимації результатів експериментальних досліджень доцільно вибрати емпіричну функцію у вигляді горизонтальної асимптоти, наприклад, гіперболічну залежність вигляду $y = x/(b_0 + b_1 x)$.

Таблиця 5.3 – Геометричні параметри моделей струминних насосів.

№	Діаметр насадки d_p , мм	Геометричний параметр $K_{сн}$	Відстань до камери змішування		Шорсткість камери змішування	
			абсолютна l_p , мм	відносна $\bar{l}_p$	абсолютна Δ , мм	відносна ε
1	5,9	6,464	7	1,4	60	0,004
2	6,7	5,012	8	1,333	100	0,0067
3	7,7	3,795	13	1,857	150	0,01
4	8,1	3,429	10	1,25	200	0,0133

Примітка: 1) Відносна шорсткість внутрішньої поверхні камери змішування визначена за формулою $e = 2D/d_k$ (де d_k – діаметр камери змішування);

2) Діаметр камери змішування для всіх моделей становить $d_k = 15$ мм.

Методика визначення емпіричних коефіцієнтів аналогічна розрахункам, проведеним в процесі пошуку вигляду формули (5.3). значення коефіцієнтів b_0 , b_1 емпіричної функції та коефіцієнтів кореляції r приведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Коефіцієнти рівняння регресії та кореляції

Геометричний параметр $K_{сн}$	Значення коефіцієнтів								
	b_0			b_1			r		
	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 8^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 8^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 8^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
6,464	7281	3762	10220	1,6931	2,6094	2,231	0,9611	0,9994	0,9995
5,012	13039	5111	6343	3,5093	3,728	3,72	0,9987	0,9993	0,999
3,795	20014	9246	7705	3,337	3,3929	3,456	0,997	0,998	0,9976
3,429	11195	8150	4659	3,2271	3,2541	3,2541	0,9978	0,9986	0,9965

Залежності $i = f(R_e)$ для будь-яких значень геометричного параметра $K_{сн}$ та кутів закрутки робочого потоку для високонапірного [244] та низьконапірного

[100], [198], [202] струминного насоса мають нелінійний висхідний характер (рисунок 5.8). Максимальна розбіжність між залежностями $i = f(R_e)$ отриманими для закрученого та прямоточного робочого потоків має місце для малих значень числа Рейнольдса. Вплив закрутки робочого потоку зменшується при зростанні числа Рейнольдса. Для малих кутів закрутки може мати місце перетин залежностей $i = f(R_e)$, які відповідають закрученому та прямоточному робочому потоку. Зростання кута закрутки збільшує величину коефіцієнта інжекції.

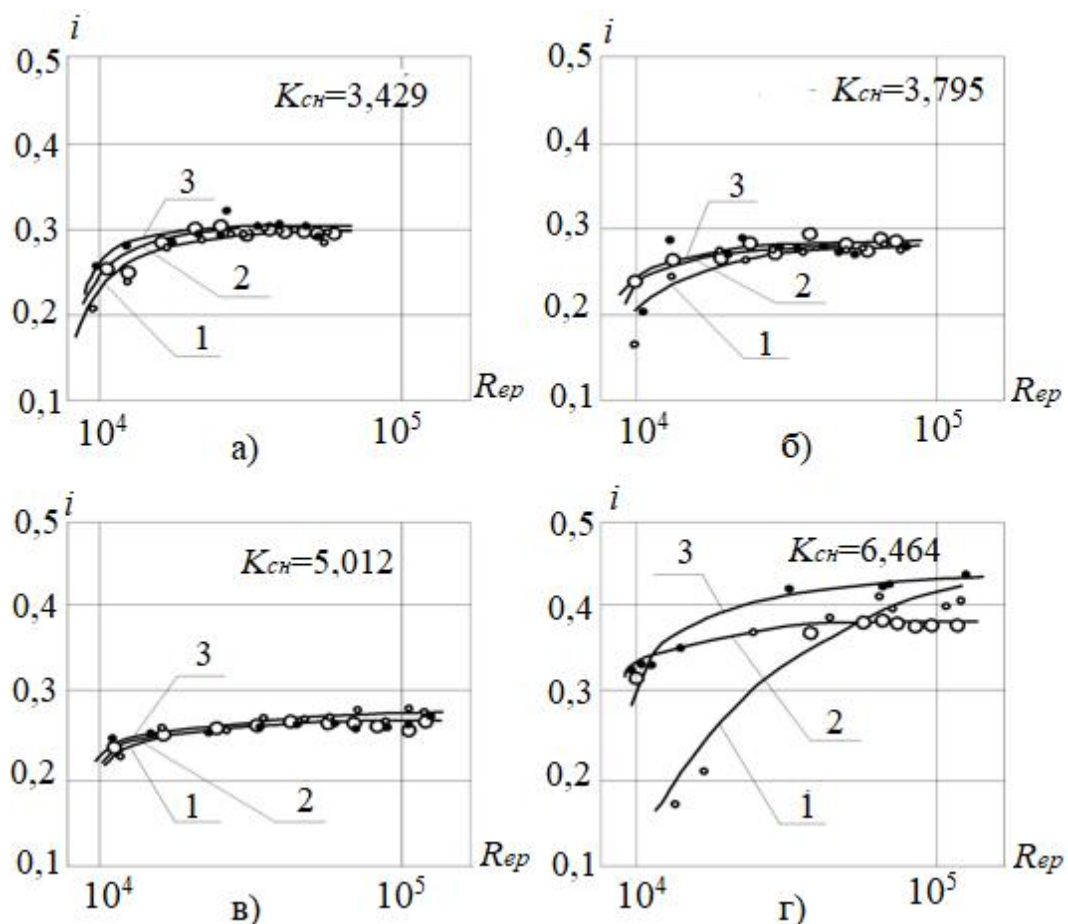


Рисунок 5.8 – Вплив витрати робочого потоку на коефіцієнт інжекції для різних кутів нахилу α направляючих елементів:

1) $\circ$ – $\alpha = 0^\circ$; 2) $\circ$ – $\alpha = 8^\circ$; 3) $\bullet$ – $\alpha = 15^\circ$

Згадані закономірності повторюються для будь-яких типорозмірів струминних насосів та кутів закрутки робочого потоку.

Спільний розгляд залежностей коефіцієнта інжекції та коефіцієнта гідравлічного опору $\chi = f(R_e)$ пояснює асимптотичний характер кривих $i = f(R_e)$ (рисунок 5.9). Залежність $\chi = f(R_e)$ для місцевого гідравлічного опору у

вигляді конічно збіжної насадки має вигляд низхідної кривої, яка із збільшенням числа Рейнольдса наближається до горизонталі. Зменшення коефіцієнта гідравлічного опору знижує втрати енергії в робочій насадці струминного насоса, внаслідок чого ефективність процесу змішування та величина коефіцієнта інжекції зростають.

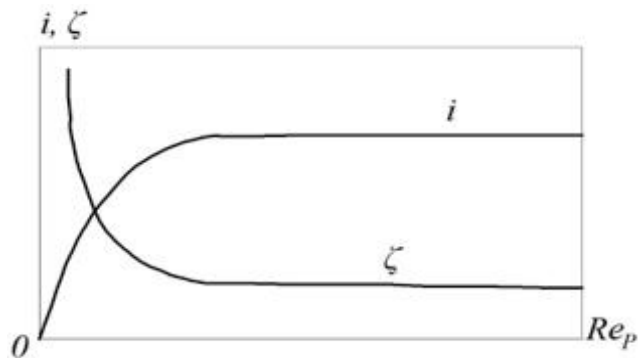


Рисунок 5.9 – Залежність коефіцієнта гідравлічного опору робочої насадки та коефіцієнта інжекції струминного насоса від числа Рейнольдса робочого потоку

Після досягнення граничної величини коефіцієнт X приймає постійні значення, величина гідравлічних втрат стає незмінною, внаслідок чого стабілізується процес змішування робочого та інжектovanого потоків $i = \text{const}$. У випадку закрутки потоку після стабілізації величини коефіцієнта гідравлічного опору значення коефіцієнта інжекції продовжують зростати, оскільки збільшення числа Рейнольдса і робочої витрати супроводжується підвищенням швидкості обертання рідини. Незмінність величини коефіцієнта інжекції для закрученого робочого потоку може бути досягнута для більших значень числа Рейнольдса.

Визначимо залежність ефективності закрутки робочого потоку від таких режимних та конструкторських параметрів як частота обертання рідини, основний геометричний параметр та діаметр робочої насадки струминного насоса. Відповідно до рівняння (3.3) частота обертання потоку ω , викликана його закруткою прямопропорційна витраті Q та куту α нахилу направляючих елементів та обернено пропорційна діаметру d_p робочої насадки.

В процесі аналізу механізму закручування потоку висунуто припущення про прямий зв'язок між швидкістю обертання рідини та зростанням коефіцієнта інжекції струминного насоса. Дане припущення підтверджується залежністю

приведеною на графіку 5.10 а. Максимальне зростання коефіцієнта інжекції корелюється з величинами швидкості та кута закрутки робочого потоку. Відповідно до рівняння (3.3) зростання діаметра робочої насадки d_p зменшує частоту обертання потоку ω , внаслідок чого має місце зменшення величини коефіцієнта інжекції струминного насоса (рисунок 5.10 в).

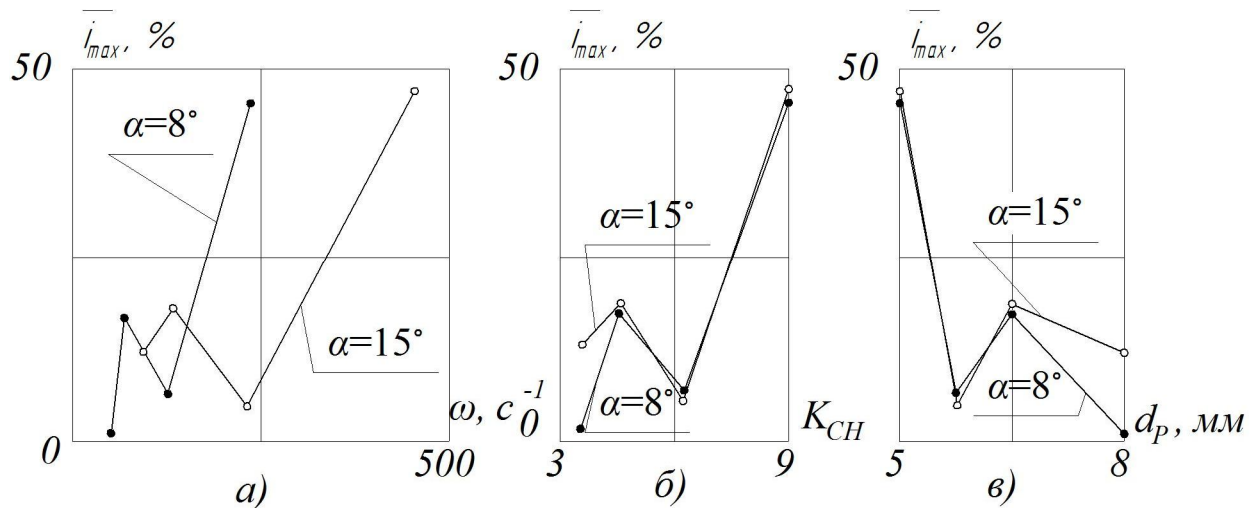


Рисунок 5.10 – Залежність максимального зростання коефіцієнта інжекції від швидкості обертання робочого потоку (а), геометричного параметра (б) та діаметра (в) робочої насадки

Аналіз залежності зростання коефіцієнта інжекції від геометричного параметра K_{CH} струминного насоса (рисунок 5.10 б) свідчить про існування тенденції до прямопропорційного зв'язку між даними параметрами.

Залежності $i_{max} = f(\omega, K_{CH}, d_p)$ отримані на основі попередньо визначених емпіричних співвідношень $i = f(R_e)$.

5.2.2.2 Дослідження напірної та енергетичної характеристики

В процесі визначення напірних та енергетичних характеристик досліджувався струминний насос, значення основного геометричного параметра якого становить $K_{CH} = 6,464$. Для закрутки робочого потоку використовувались пластини з направляючими елементами, розміщеними під кутом $\alpha = 8^\circ$, $\alpha = 20^\circ$. Напірна характеристика струминного насоса визначалась як залежність відносного напору від коефіцієнта інжекції $h = f(i)$. Дослідження впливу закрутки потоку на робочий процес струминного насоса здійснювалось у два етапи. На першому етапі

визначались співвідношення тисків та витрат в характерних перерізах струминного насоса у випадку використання звичайної прямої робочої насадки. На другому етапі в гідравлічний канал підведення робочого потоку була введена закручена пластина з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha=8^\circ$, або $\alpha=20^\circ$. Статистична обробка експериментальних даних дала змогу порівняти результати досліджень та визначити вплив закрутки потоку на характеристику струминного насоса. В процесі статистичної обробки результатів експериментальних досліджень з використанням відповідних комп'ютерних програм отримані емпіричні залежності у вигляді суми алгебраїчних та показових функцій з дробовими степенями.

Результати експериментальних досліджень струминного насоса з прямої робочою насадкою приведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Залежність відносного напору від коефіцієнта інжекції для прямої робочої насадки струминного насоса

h	0,1818	0,1831	0,1773	0,1655	0,1597	0,1449	0,1357	0,1295
i	0	0,062	0,1276	0,1856	0,2358	0,2948	0,3627	0,393

Результати експериментальних досліджень для прямої робочої насадки апроксимовані у вигляді емпіричної формули

$$h^{-1} = a + bi^2, \quad (5.29)$$

де значення постійних коефіцієнтів становлять $a=5,4533$; $b=15,0362$. За результатами статистичного оцінювання парної кореляції значення коефіцієнта r^2 для нелінійного рівняння регресії становить $r^2=0,9922$.

Таблиця 5.6 – Залежність відносного напору від коефіцієнта інжекції у випадку закрутки робочого потоку пластиною з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha=8^\circ$

h	0,1892	0,1837	0,1781	0,1786	0,1727	0,1544	0,1481	0,1418
i	0	0,1026	0,1026	0,1808	0,1974	0,2576	0,359	0,3871

Аналогічні результати отримані у випадку закрутки робочого потоку пластиною з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha=8^\circ$ (таблиця 5.6).

Приведена в таблиці 5.6 залежність апроксимується емпіричною формулою

$$h^{0,5} = a + bi^{1,5}, \quad (5.30)$$

де $a=0,4348$; $b=-0,2438$ (коефіцієнт кореляції $r^2=0,9452$).

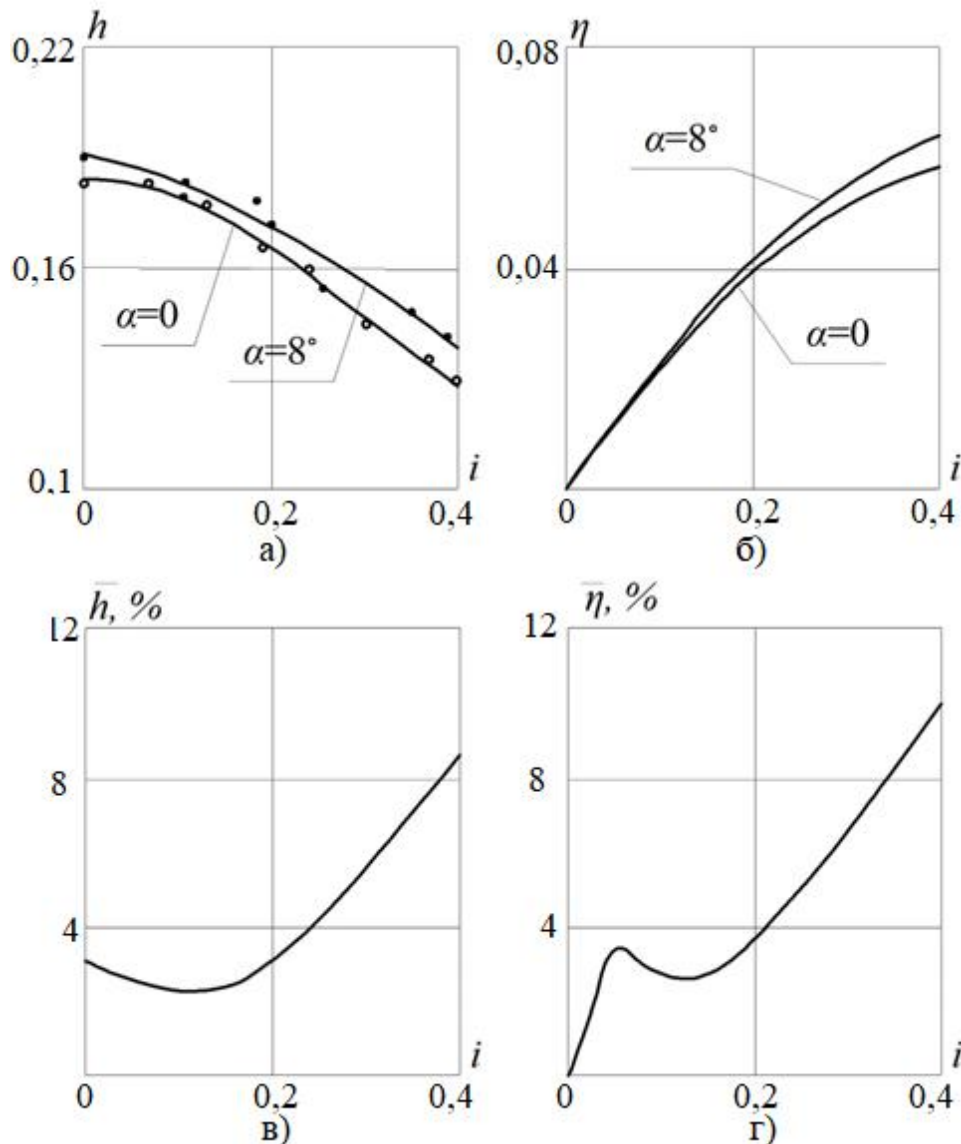


Рисунок 5.11 – Експериментальне дослідження ефективності закрутки робочого потоку направляючими елементами з кутом нахилу $\alpha=8^\circ$: напірна (а) та енергетична (б) характеристики струминного насоса; в) зростання напору; г) зростання ККД

Аналіз графічних напірних характеристик свідчить про зближення значень відносного напору в центральній частині графіка (рисунок 5.11, а).

Енергетична характеристика струминного насоса $h = f(i)$ отримана враховуючи емпіричні формули (5.29), (5.30) з використанням співвідношення $h = hi/(1 - h)$, тому не містить експериментальних точок (рисунок 5.11 б).

Значення зростання напору та енергоефективності, викликане закруткою робочого потоку визначалось за формулами

$$\bar{h} = \frac{h_q - h}{h_q} 100\%; \quad \bar{h} = \frac{h_q - h}{h_q} 100\%,$$

де індекс « q » стосується параметрів закрученого потоку.

Отримані криві (рисунок 5.11 в, г) мають екстремальний характер. За даними проведених експериментальних досліджень закрутка робочого потоку викликала зростання відносного напору та енергоефективності струминного насоса відповідно на 8,62 % та 9,89 %. Необхідно відзначити, що зважаючи на зростання ефективності закрутки при збільшенні величини коефіцієнта інжекції, вплив закручування потоку на характеристики струминного насоса був би більшим, якщо можливості лабораторної установки дозволили б отримати експериментальну напірну характеристику на більшій ділянці зміни відносного напору $h = f(i)$.

Режимні параметри, що визначають напірну характеристику струминного насоса для випадку закручування робочого потоку пластиною з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha=20^\circ$ приведені в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Гідродинамічні параметри робочого процесу струминного насоса у випадку розміщення в робочому потоці пластини з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha=20^\circ$

h	0,189	0,184	0,172	0,167	0,161	0,155	0,149	0,143
i	0	0,09	0,167	0,231	0,271	0,276	0,305	0,34

Співвідношення між режимними параметрами струминного насоса приведені в таблиці 5.7 апроксимовані у вигляді залежності

$$h = a + bi + ci^2 + de^i + ee^{-i} \quad (5.31)$$

Значення постійних коефіцієнтів рівняння (5.31) становлять:
 $a=104,2494$; $b=-16,1825$; $c=51,247$; $e=-60,1142$; $d=-43,946$, а коефіцієнт кореляції приймає значення $r^2=0,9852$.

Максимальне зростання відносного напору і енергоефективності струминного насоса викликане закруткою робочого потоку направляючими

елементами з кутом нахилу $\alpha=20^\circ$ становить (рисунок 5.12 а, б) відповідно $\bar{h}=3,48$ % та $\bar{\eta}=4,14$ %.

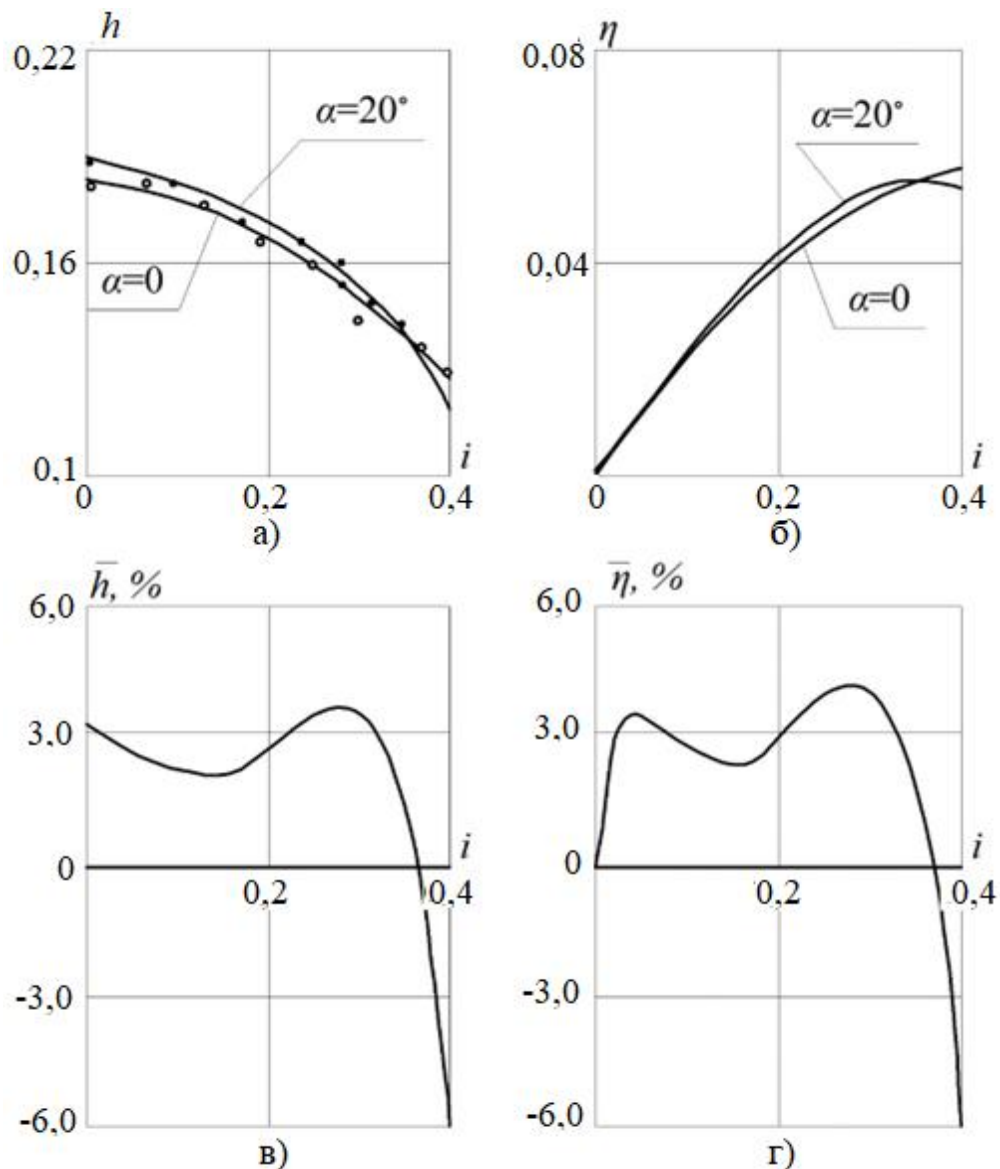


Рисунок 5.12 – Експериментальне дослідження ефективності закрутки робочого потоку направляючими елементами з кутом нахилу $\alpha=20^\circ$: напірна (а) та енергетична (б) характеристики струминного насоса; в) відносна зміна напору; г) відносна зміна ККД

Одночасно для максимальних значень коефіцієнта інжекції отримане зниження відносного напору та енергоефективності струминного насоса (рис. 6.12 в, г). Зростання коефіцієнта інжекції відповідає збільшенню витрати змішаного потоку. При цьому, як показано на рисунку 5.9, зростають гідравлічні втрати в приймальній камері струминного насоса викликані закруткою потоку.

В процесі дослідження струминного насоса з кутом закрутки робочого потоку $\alpha=15^\circ$ отримана емпірична залежність

$$h = 0,2148i^2 - 0,2379i + 0,1938, \quad (5.32)$$

коефіцієнт кореляції для якої становить $r^2=0,9920$.

Максимальні значення відносного напору (отримані для величини коефіцієнта інжекції $i=0$) для різних кутів закрутки потоку приведені в таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Залежність максимального відносного напору від кута закрутки потоку

α , град	0	8	15	20
$h_{\max}$	0,1818	0,1892	0,1958	0,189

Екстремальний характер залежності $h_{\max} = f(a)$ визначається існуванням двох зустрічних процесів. Зростання кута нахилу закрутки потоку збільшує величину відносного напору за рахунок дії відцентрових сил. При цьому однак зростають гідравлічні втрати, викликані поворотом потоку та неспівісністю робочого та інжектowanego потоків. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору X при зміні напрямку руху потоку від кута повороту α визначається емпіричним співвідношенням (рівняння (5.33)) [5]

$$X = 0,505 + 0,302 \sin a + 0,226 \sin^2 a \quad (5.33)$$

Крім того в роботі [21] отримано зростання на 18 % відносних гідравлічних втрат в проточній частині струминного насоса при кутовому зміщенні робочої насадки на величину 4° . Наявність двох зустрічних процесів зумовлює існування екстремума на характеристиці $h_{\max} = f(a)$. Зважаючи на отримані результати величина закрутки потоку повинна становити $\alpha=15^\circ$. Аналогічна величина раціонального кута закрутки потоку отримана в Каліфорнійському університеті (США) [134].

5.2.2.3 Експериментальна перевірка адекватності теоретичної напірної та енергетичної характеристики в умовах закрутки робочого потоку

В процесі перевірки адекватності теоретичних характеристик ежекційної системи для умов закрутки робочого потоку використаний експериментальний

матеріал, отриманий при використанні струминного насоса з геометричним параметром $K_{сн}=6,464$.

Закрутка робочого потоку здійснювалась пластинами з кутом нахилу направляючих елементів відповідно $\alpha=8^\circ$, $\alpha=20^\circ$. Враховуючи незначне відхилення теоретичних характеристик ежекційної системи для малих кутів закрутки робочого потоку та малих значень коефіцієнта інжекції для порівняльного аналізу використовувались фактичні значення напіру та енергетичного показника вихрового струминного насоса, а не відносне зростання напору та енергоефективності, викликане обертанням рідини направляючими елементами (рисунок 5.13).

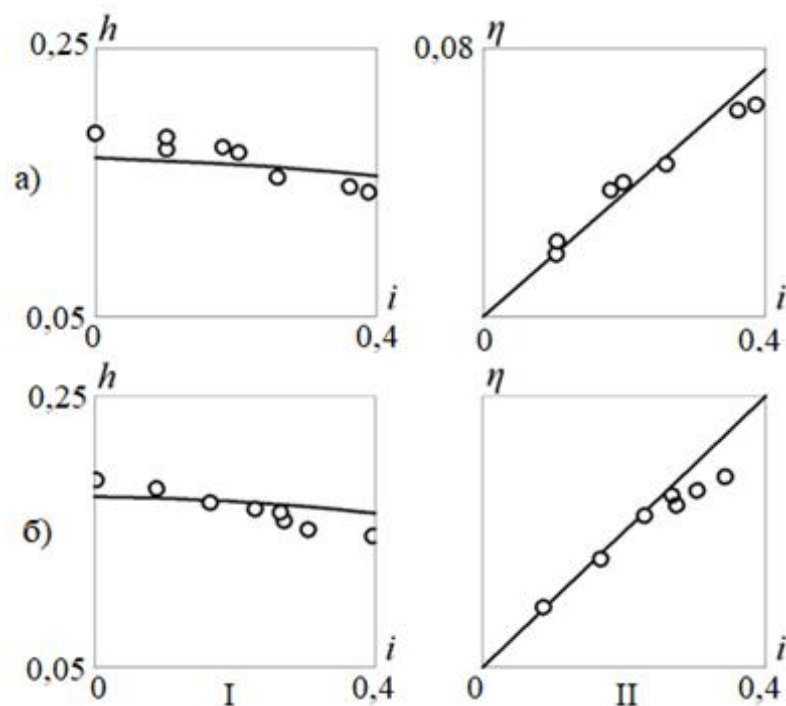


Рисунок 5.13 – Співставлення експериментальних та теоретичних значень напору (I) та ККД (II) струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку пластинами з кутом нахилу направляючих $\alpha=8^\circ$ (а), $\alpha=20^\circ$ (б)

Теоретична напірна характеристика струминного насоса в умовах закрутки робочого потоку визначалась з використанням рівняння (3.23). Зважаючи на конструкцію проточної частини струминного насоса в процесі визначення теоретичної напірної характеристики прийняті наступні значення коефіцієнтів швидкостей в характерних перерізах ежекційної системи: $j_1=0,91$; $j_2=0,975$; $j_3=0,9$; $j_4=0,925$. Величина коефіцієнта j_1 прийнята враховуючи наявність

циліндричної та конічної ділянок внутрішньої частини робочої насадки струминного насоса.

Теоретичні та експериментальні значення енергоефективності розраховувались використовуючи співвідношення

$$h_m = \frac{h_m i_m}{1 - h_m}; \quad h_e = \frac{h_e i_e}{1 - h_e}, \quad (5.34)$$

де індекси «*m*» і «*e*» стосуються відповідно теоретичних та експериментальних режимних параметрів струминного насоса.

Відхилення експериментальних значень напору та енергоефективності визначались за загальноприйнятими формулами із врахуванням кількості проведених експериментальних досліджень

$$dh = \frac{h_m - h_e}{h_m} 100\%; \quad dh = \frac{h_m - h_e}{h_m} 100\%; \quad dh_{cep} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n dh_i; \quad dh_{cep} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n dh_i$$

де *n* – кількість експериментальних точок.

За результатами проведених досліджень середні похибки теоретичного визначення напору та енергоефективності вихрового струминного насоса становлять відповідно $dh_{cep} = 7,96\%$, $dh_{cep} = 8,88\%$ для випадку закрутки робочого потоку пластиною з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha = 8^\circ$ та $dh_{cep} = 6,38\%$, $dh_{cep} = 7,2\%$ при використанні пластини з кутом $\alpha = 20^\circ$.

Суттєва похибка теоретичного визначення напору та енергоефективності пояснюється недосконалістю базової методики (заснованої на застосуванні закону збереження кількості руху рідини), прийнятої за основу при побудові математичної моделі робочого процесу струминного насоса для умов закрутки робочого потоку. Похибка теоретичного визначення відносного напору зростає при розрахунках характеристик високонапірних струминних насосів. Необхідно також відзначити існування подібної тенденції відхилення теоретичних та експериментальних значень напору та енергоефективності (викликаних появою циркуляційних течій)

для розглянутих кутів нахилу направляючих елементів пластин, які здійснювали закрутку робочого потоку.

5.2.3 Дослідження характеристик вихрового струминного насоса в умовах закрутки інжектowanego потоку

5.2.3.1 Визначення впливу величини робочої витрати на коефіцієнт інжекції струминного насоса

Під час дослідження залежності величини коефіцієнта інжекції від числа Рейнольдса робочого потоку використовувались чотири моделі струминного насоса (таблиця 5.9).

Таблиця 5.9 – Геометричні розміри моделей струминних насосів

№	Діаметр насадки d_p , мм	Геометричний параметр $K_{сн}$	Відстань до камери змішування		Відносна довжина камери змішування $\bar{l}_к$
			абсолютна l_p , мм	відносна $\bar{l}_p$	
1	5,9	6,464	9,0	1,53	20,3
2	8,1	3,429	10,0	1,23	14,8
3	6,7	5,012	7,0	1,04	17,9
4	7,7	3,795	7,0	0,91	15,6

Примітка: 1) діаметр та довжина камери змішування для всіх моделей становить відповідно 15 мм та 120 мм.

2) Відносна довжина камери змішування визначалась як співвідношення її абсолютної довжини та діаметра робочої насадки.

Відповідно до прийнятої класифікації насоси № 1, № 3 є низьконапірними (оскільки $K_{сн} > 4$), а насоси № 2, № 4 – високонапірними ($K_{сн} < 4$).

Елемент для закручування інжектowanego потоку (рисунки 5.7 а) був виготовлений за технологією 3D друку з кутом нахилу витка $\alpha=45^\circ$ та його товщиною 2,5 мм.

Наявність центральної втулки (для забезпечення жорсткості шнека) зменшило нормальну площу перерізу приймальної камери струминного насоса на

8,7 %. Крім того, наявність витків шнека, обертання частинок рідини та неперервна зміна напрямку руху інжектowanego потоку також впливає на гідравлічний опір проточної частини струминного насоса. Отримана при проведенні досліджень ефективність закручування інжектowanego потоку перевищує негативний вплив на характеристику струминного насоса зростання гідравлічного опору його приймальної камери викликаного зменшенням площі її перерізу.

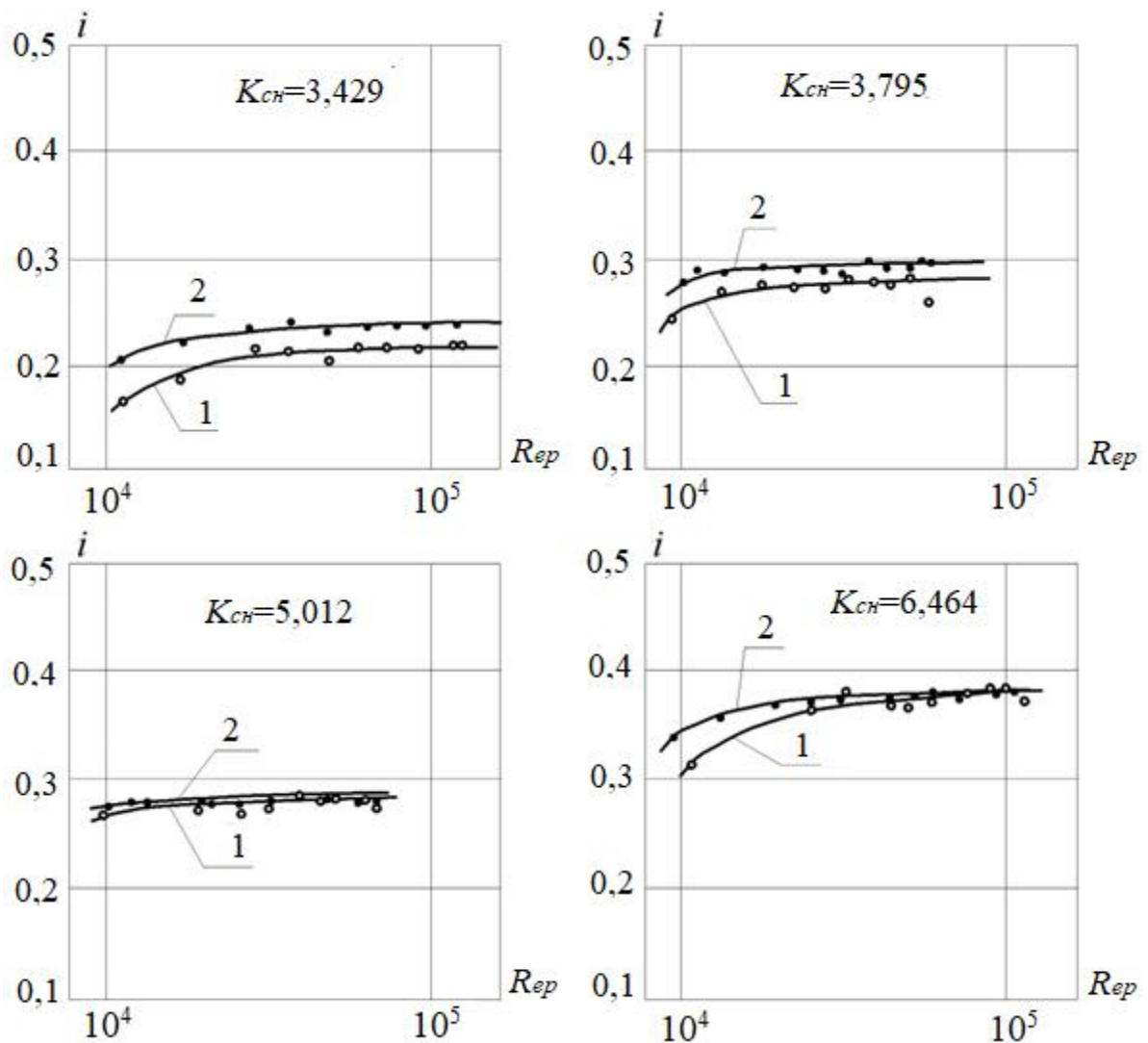


Рисунок 5.14 – Залежність коефіцієнта інжекції від числа Рейнольдса робочого потоку для різних співвідношень геометричного параметра струминного насоса

K_{CH} : 1 – закрутка потоку відсутня; 2 – закрутка інжектowanego потоку

Залежності величини коефіцієнта інжекції від числа Рейнольдса робочого потоку апроксимовані [191] у вигляді асимптотичних функцій (рисунок 5.14)

$$i = \frac{R_{ep}}{b + aR_{ep}},$$

значення яких в безмежності наближається до горизонталі. Значення коефіцієнтів a , b для чотирьох використаних при випробуванні моделей струминних насосів приведені в таблиці 5.10. Невисокі значення коефіцієнтів кореляції для окремих рівнянь регресії пояснюються використанням для всіх випробуваних моделей однакових за виглядом емпіричних функцій, які на думку автора максимально відповідають фізичному змісту процесів змішування потоків у проточній частині струминного насоса.

Таблиця 5.10 – Значення коефіцієнтів емпіричних функцій та коефіцієнтів кореляції для різних кутів закрутки інжектваного потоку

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Значення коефіцієнтів					
		a		b		r	
		$\alpha=0$	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=0$	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=0$	$\alpha=45^\circ$
1	6,464	2,545	2,603	8299	2968	0,9526	0,9764
2	3,429	4,327	4,08	25934	12353	0,9628	0,9544
3	5,012	3,581	3,55	1617	1491	0,4873	0,8545
4	3,795	3,568	3,394	3878	2097	0,7458	0,7114

Якісний характер отриманих залежностей (рисунок 5.14) повторюється для всіх моделей струминних насосів: ефективність закручування інжектваного потоку є максимальною для малих значень числа Рейнольдса і поступово зменшується при зростанні їх величини. Максимальна ефективність закручування інжектваного потоку змінюється від 1,14 % (для насоса № 3) до 19,12% (для насоса № 2). Ефективність закрутки інжектваного потоку визначалась шляхом порівняння значень коефіцієнта інжекції отриманих для вихрового та прямооточного струминного насоса. Аналіз отриманих результатів свідчить про тенденцію зростання ефективності закрутки інжектваного потоку при зменшенні величини геометричного параметра $K_{сн}$ струминного насоса.

5.2.3.2 Дослідження напірної та енергетичної характеристики

Дослідження напірної та енергетичної характеристики струминного насоса в умовах закрутки інжектваного потоку проводилось для чотирьох моделей

пристроїв раціональної геометрії, розміри проточної частини яких приведені в таблиці 5.9.

Вигляд емпіричних функцій для напірних характеристик моделей струминних насосів (рисунок 5.15) приведений [184] в таблиці 5.11, а значення дослідних коефіцієнтів – в таблиці 5.12.

Коефіцієнт кореляції змінюється в діапазоні від $r=0,9763$ до $r=0,9953$. Аналіз отриманих експериментальних напірних характеристик (рисунок 5.15) свідчить про те, що максимальне зростання напору, викликане закруткою інжектованого потоку, становить $D\bar{h}=20,94\%$ і відповідає струминному насосу з величиною геометричного параметра $K_{сн}=5,012$.

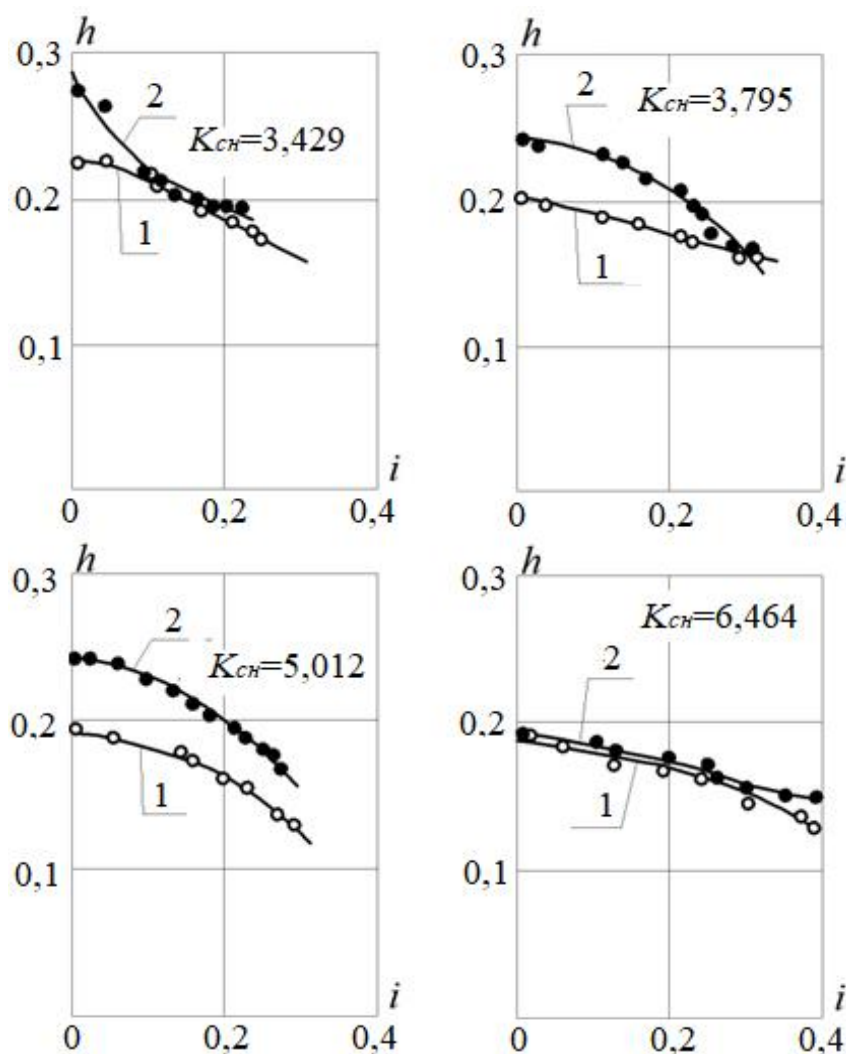


Рисунок 5.15 – Напірна характеристика для різних співвідношень геометричного параметра струминного насоса $K_{сн}$: 1 – закрутка потоку відсутня; 2 – закрутка інжектованого потоку

Залежності коефіцієнта корисної дії від коефіцієнта інжекції струминного насоса (рисунок 5.16) отримані з використанням приведених в таблиці 5.11 емпіричних напірних характеристик, тому не містить експериментальних точок.

В процесі визначення значень енергоефективності використовувалось співвідношення

$$h = h_i / (1 - h).$$

Максимальне зростання енергоефективності, викликане закруткою інжектваного потоку, відповідає моделі струминного насоса з геометричним параметром $K_{сн}=5,012$ і становить $Dh=26,14\%$.

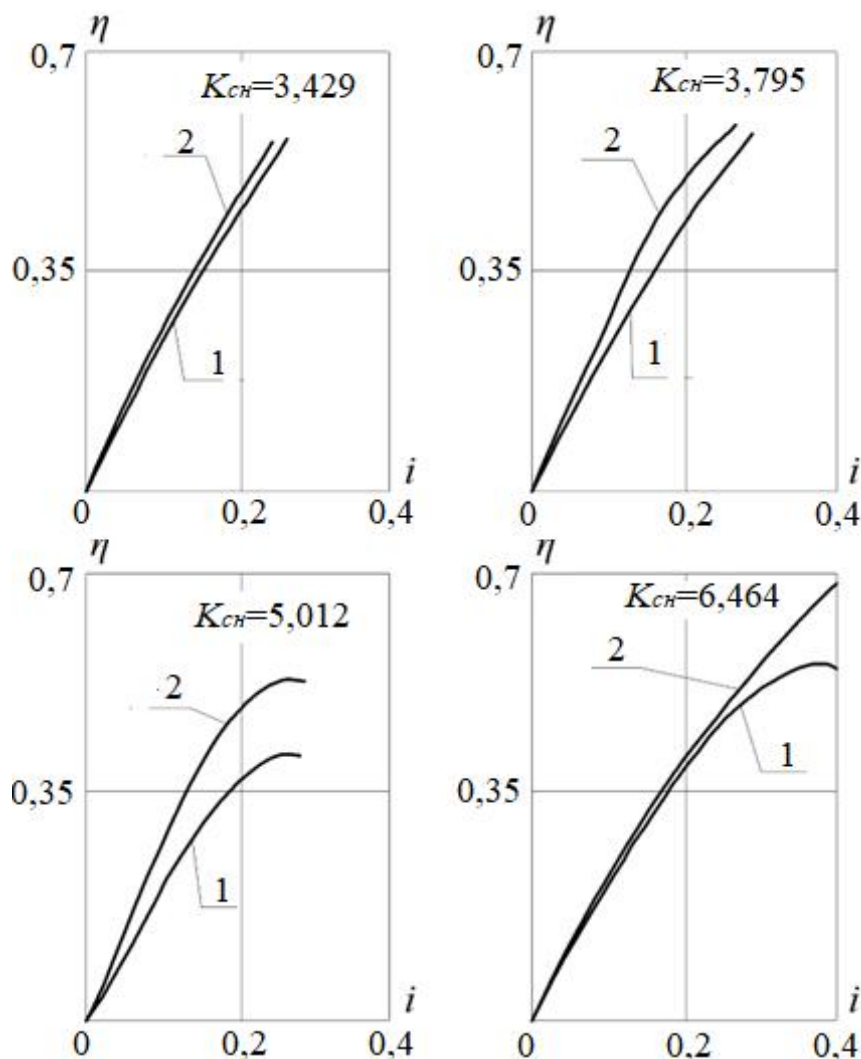


Рисунок 5.16 – Залежність ККД струминного насоса від коефіцієнта інжекції для різних співвідношень геометричного параметра струминного насоса:

1 – закрутка потоку відсутня; 2 – закрутка інжектваного потоку

Геометричний параметр $K_{сн}=5,012$ відповідає конструкції низьконапірного струминного насоса.

Таблиця 5.11 – Рівняння регресії для напірних характеристик струминних насосів

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Прямоточний потік	Закручений потік
1	6,464	$h = a + bi^2$	$h = a + bi^2 + ci^4$
2	3,429	$h = a + bi^2 \ln i$	$\ln h = a + bi + ce^{-i}$
3	5,012	$h = (a + bi^2)^{0,5}$	$h = a + bi^2$
4	3,795	$h = a + bi^3 + ce^i$	$h = a + bi^2$

Таблиця 5.12 – Значення емпіричних коефіцієнтів рівнянь регресії для напірних характеристик струминних насосів

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Прямоточний потік			Закручений потік		
		a	b	c	a	b	c
1	6,464	0,1816	-0,3606	-	0,1884	-0,4642	1,2492
2	3,429	0,2252	0,6297	-	-14,514	10,1045	13,2394
3	5,012	0,0348	-0,2309	-	0,2365	-0,9642	-
4	3,795	0,3108	-0,00304	-0,1086	0,2388	0,8502	-

5.2.3.3 Експериментальна перевірка адекватності теоретичної напірної та енергетичної характеристик в умовах закрутки інжектowanego потоку

Перевірка адекватності теоретичних напірних характеристик отриманих автором в розділі 3 проводилось для чотирьох моделей низьконапірних та високонапірних струминних насосів. В процесі визначення напору для низьконапірного струминного насоса (насоси № 1, № 3 з таблиці 5.8) використовувалось рівняння (3.35), а для високонапірного (насоси № 2, № 4 з таблиці 5.8) – рівняння (3.56). Вищезгадані рівняння використовувались для випадку закрутки інжектowanego потоку направляючими елементами з кутом

нахилу $\alpha=45^\circ$. Теоретичні значення напорів для кожної з розглянутих моделей струминного насоса порівнювалось з емпіричними величинами, визначеними з використанням рівнянь регресії, побудованих за результатами експериментальних досліджень та приведених в таблиці 5.11. Теоретичні та експериментальні значення ККД розраховувались за формулами (5.34). Для визначення теоретичних величин ККД використовувались теоретичні значення напору.

Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних напірних характеристик струминного насоса для різних значень геометричного параметра $K_{сн}$ (рисунок 5.17) показав, що середня похибка теоретичного визначення напору змінюється в діапазоні від $d\bar{h}_{сер}=4,91\%$ (для насоса №4) до $d\bar{h}_{сер}=9,47\%$ (для насоса №2) [191].

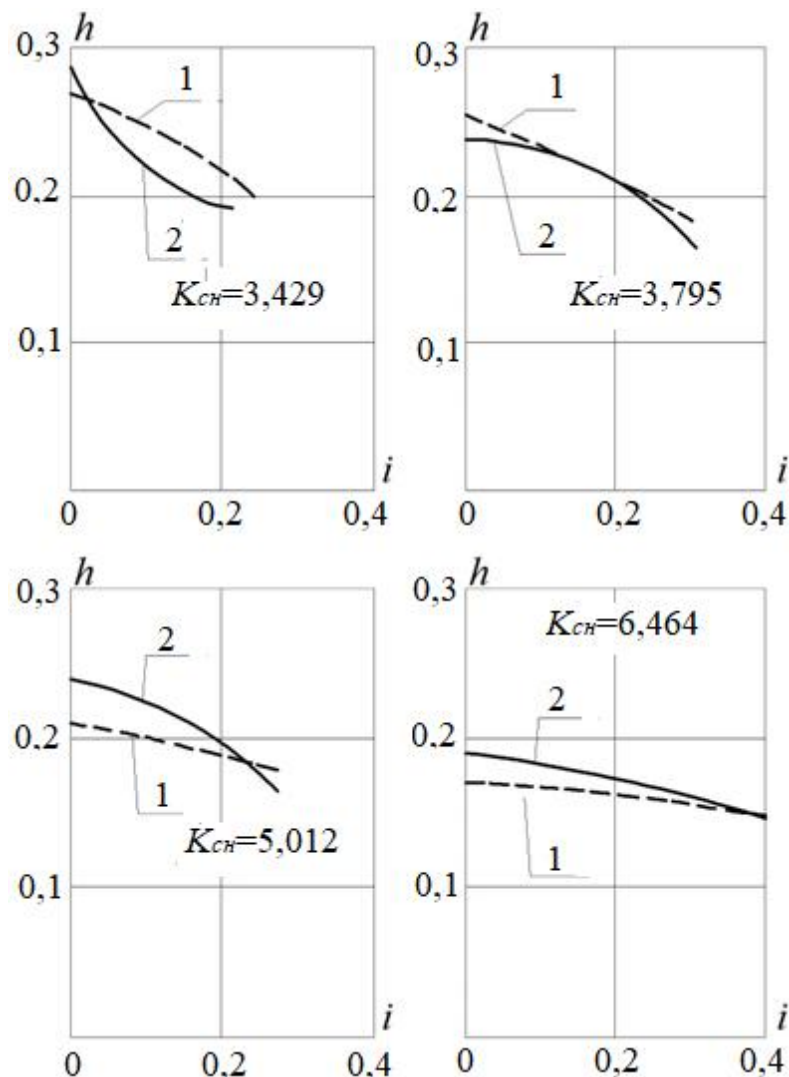


Рисунок 5.17 – Теоретична (1) та експериментальна (2) напірна характеристика струминного насоса для різних значень геометричного параметра $K_{сн}$

Співставлення теоретичних та експериментальних значень ККД проводилось для двох моделей струминного насоса (рисунок 5.18).

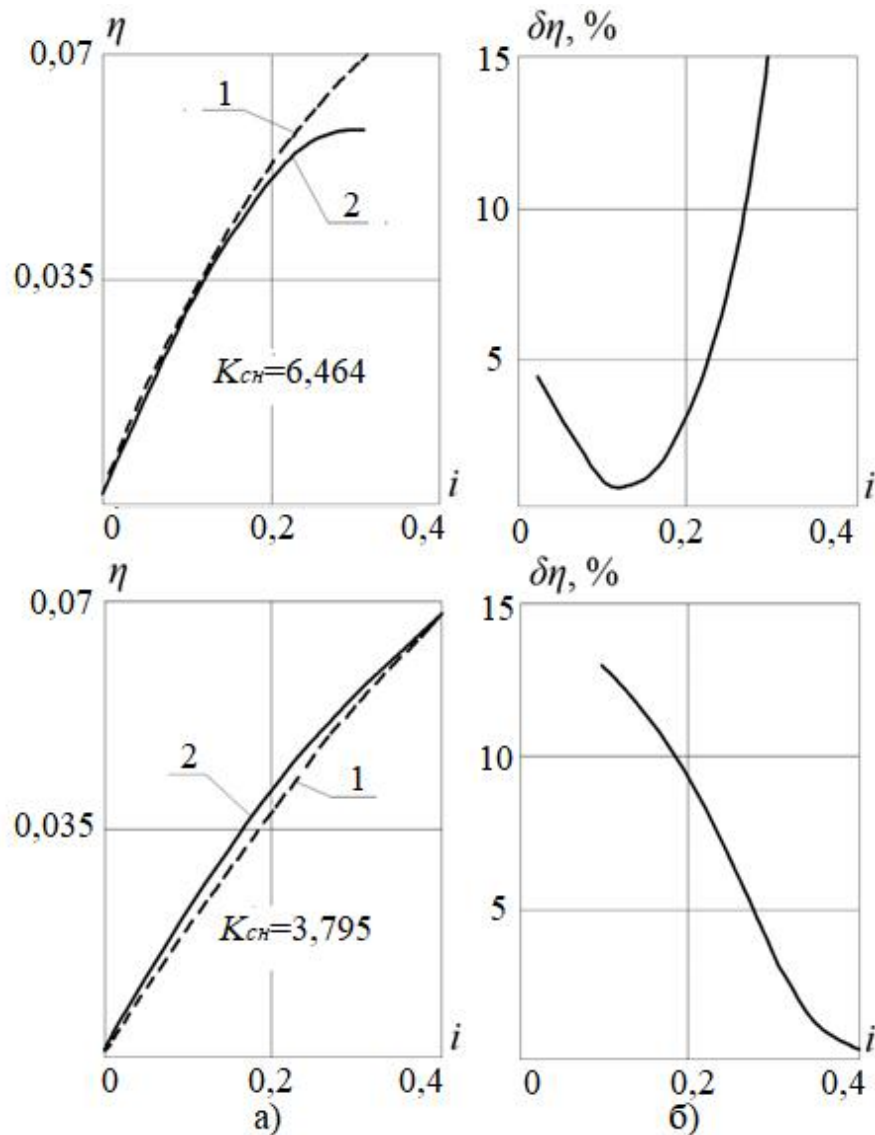


Рисунок 5.18 – Співставлення енергетичних характеристик струминного насоса:

а) теоретичні (1) та експериментальні (2) залежності ККД від коефіцієнта інжекції; б) відносна похибка теоретичних та експериментальних значень ККД

Для насоса з геометричним параметром $K_{сн}=3,795$ середня похибка визначення теоретичних значень ККД становить $d\eta_{сер}=5,62\%$, а для насоса з геометричним параметром $K_{сн}=6,464$ – $6,48\%$. Розбіжність між теоретичними та експериментальними значеннями відносного напору та ККД в значній мірі пояснюється конструкцією лабораторного стенда та особливостями робочого процесу струминного насоса в умовах закрутки потоку. Використання в конструкції лабораторного стенда силового приводу у вигляді відцентрового

насоса робить залежною величину його витрати від гідравлічного опору проточної частини струминного насоса. Фактично, при проведенні випробувань досліджується спільна робота відцентрового і струминного насоса.

Взаємовплив відцентрового і струминного насосів визначається залежністю продуктивності силового приводу від створюваного ним напору [13].

Закрутка потоку в проточній частині струминного насоса зменшує кількість енергії, необхідну для змішування робочого та інжектowanego потоків. Зменшення втрат енергії при змішуванні потоків та гідравлічного опору проточної частини струминного насоса збільшує витрату робочого потоку, яка створюється відцентровим насосом зважаючи на відсутність для даного типу гідромашин жорсткої характеристики. Зростання робочої витрати, у свою чергу, впливає на робочий процес струминного насоса і величину його відносного напору.

5.2.4 Дослідження характеристик вихрового струминного насоса в умовах одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку

Одночасна закрутка робочого та інжектowanego потоку має наступні особливості [101], [204]:

1) Співвідношення швидкостей обертання зовнішнього та внутрішнього потоку не є постійним, оскільки частота обертання інжектowanego потоку залежить від величини коефіцієнта інжекції, яка зв'язана з відносним напором струминного насоса оберненою залежністю.

2) Зважаючи на можливість утворення несприятливих співвідношень напрямків руху інжектowanej та робочої течії ефективність одночасної закрутки може бути меншою ефективності закрутки одного з потоків.

В процесі дослідження робочого процесу ежекційних систем в умовах одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоків випробовувались струминні насоси, співвідношення площ перерізів камери змішування та сопла для яких становить $K_{сн}=3,429$; $K_{сн}=3,795$. Закрутка інжектowanego потоку здійснювалась гвинтовим шнеком з кутом нахилу направляючих елементів $\alpha_i=45^\circ$. Закрутка робочого потоку здійснювалась пластиною, початковий і кінцевий

переріз якої розвернуті на 180° з середнім значенням кута нахилу направляючої поверхні $\alpha_p = 15^\circ$.

Дослідження особливостей одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку проводилось у три етапи:

1. Визначення залежності коефіцієнта інжекції від числа Рейнольдса робочого потоку $i = f(R_{ep})$.

2. Дослідження напірної характеристики струминного насоса $h = f(i)$.

3. Дослідження енергетичної характеристики струминного насоса $h = f(i)$.

При проведенні досліджень визначались абсолютні та відносні значення коефіцієнта інжекції i , напору h та ККД η струминного насоса. Для можливості проведення порівняльного аналізу визначались три типи абсолютних показників для таких умов:

- закрутка потоку відсутня;
- закрутка інжектowanego потоку;
- одночасна закрутка робочого та інжектowanego потоку.

Під час аналізу відносних показників визначались два типи кривих:

- зміна коефіцієнта інжекції i , напору h та ККД η , викликана закруткою інжектowanego потоку порівняно з прямоточним рухом рідини в проточній частині струминного насоса;
- зміна згаданих величин, викликана одночасною закруткою інжектowanego та робочого потоку порівняно з його прямоточним рухом.

Залежності $i = f(R_{ep})$ для струминних насосів з геометричними параметрами $K_{cn} = 3,429$; $K_{cn} = 3,795$ апроксимовані у вигляді емпіричних функцій відповідно

$$i = \frac{R_{ep}}{4887,4158 + 4,1314 R_{ep}}; \quad (5.35)$$

$$i = \frac{R_{ep}}{2679,4352 + 3,3667 R_{ep}} \quad (5.36)$$

Напірні характеристики апроксимовані у вигляді

$$\text{для моделі насоса } K_{ch}=3,429; h=(0,2005-0,131e^i)^{0,5}; \quad (5.37)$$

$$\text{для моделі насоса } K_{ch}=3,795; h=(4,0786+20,9091i^2)^{-1} \quad (5.38)$$

Емпіричні формули для випадку закрутки інжектованого потоку та для прямооточного потоку використані з розділу 5.2.3.

Зовнішній вигляд отриманих експериментальних залежностей приведений на рисунку 5.19.

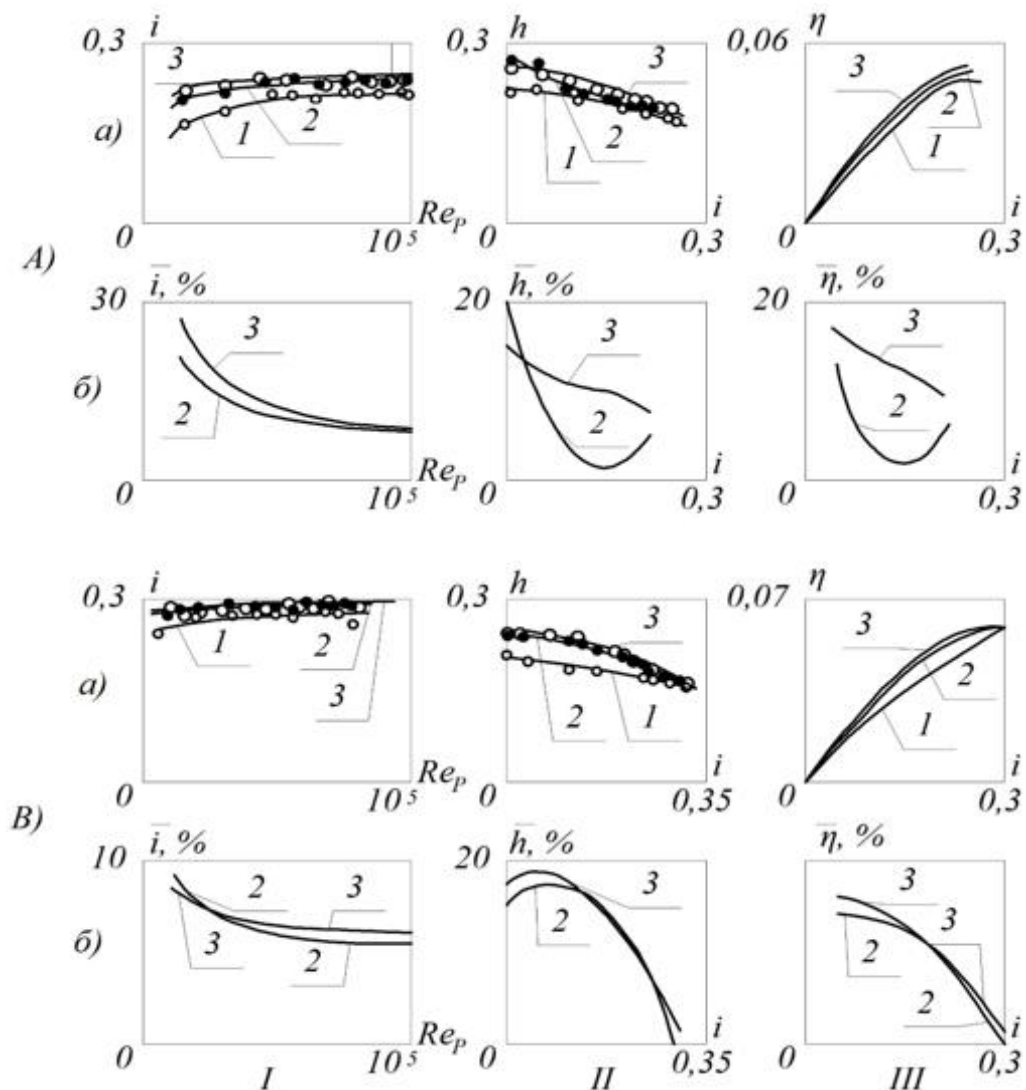


Рисунок 5.19 – Абсолютні (а) та відносні (б) значення коефіцієнта інжекції (I), відносного напору (II) та ККД (III) струминного насоса для різних значень геометричного параметра K_{ch} [101]: А – $K_{ch}=3,429$; В – $K_{ch}=3,795$

1 – закрутка потоку відсутня; 2 – закрутка інжектованого потоку;
3 – одночасна закрутка робочого та інжектованого потоку

Аналіз отриманих результатів свідчить про існування тенденції до зростання характеристик струминного насоса, викликаного одночасною закруткою робочого та інжектowanego потоку порівняно із закруткою виключно інжектowanego потоку.

Максимальна ефективність закрутки потоку в проточній частині струминного насоса визначена шляхом порівняння відповідних експериментальних характеристик і приведена в таблиці 5.13.

Достовірність результатів проведених досліджень підтверджується аналогічним низхідним характером відносних залежностей $\bar{i} = f(R_{ep})$ (в межах аналогічного діапазону зміни числа Рейнольдса R_{ep} отриманих в Таразському державному університеті ім. М.Х. Дулаті і приведених в розділі 1.1.

Таблиця 5.13 – Максимальна ефективність закрутки потоку в проточній частині струминного насоса, %

Характеристика закрутки потоку	Коефіцієнт інжекції		Відносний напір		Коефіцієнт корисної дії	
	$K_{сн}$ =3,429	$K_{сн}$ =3,795	$K_{сн}$ =3,429	$K_{сн}$ =3,795	$K_{сн}$ =3,429	$K_{сн}$ =3,795
$a_p=0; a_i=45^\circ$	19,12	8,9	19,43	17,152	11,88	21,29
$a_p=15^\circ; a_i=45^\circ$	26,34	8,073	14,7	18,76	16,07	23,75

5.3 Моделювання умов обертання струминного насоса

Складність моделювання умов, що відповідають обертанню струминного насоса в свердловині полягає у необхідності застосування в конструкції лабораторної установки рухомих з'єднань, які дозволять здійснювати обертання окремих елементів конструкції і, одночасно, забезпечать герметичність підведення робочого та інжектowanego і відведення змішаного потоків. Крім того, ускладняється вимір тисків та витрат в характерних перерізах ежекційної системи. Обертання окремих деталей лабораторного стенда вимагає створення нерухомих ділянок трубопроводів, до складу яких входять витратоміри або елементи, що забезпечують підключення манометрів. Наявність таких ділянок надзвичайно ускладнює конструкцію лабораторного стенда. Інший варіант передбачає використання спеціальних давачів для дистанційного вимірювання тисків та

витрат, а також засобів передачі та реєстрації інформації. Складність відтворення обставин обертання струминного насоса в лабораторних умовах вимагає застосування непрямих методів дослідження впливу циркуляційних потоків на характеристику ежекційної системи [183].

Визначимо основну відмінність характеру взаємодії циркуляційних течій для випадку обертання струминного насоса і одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоків. Під час обертання струминного насоса робочий та інжектований потік циркулюють з однаковою і постійною за величиною кутовою швидкістю. В процесі одночасної закрутки частота обертання робочого потоку залишається незмінною, а величина швидкості обертання інжектowanego потоку прямопропорційна значенню коефіцієнта інжекції та витраті інжектowanego потоку. Шляхом порівняння залежності частоти обертання інжектowanego потоку від коефіцієнта інжекції $\omega_i = f(i)$ із незмінною частотою обертання робочого потоку ω_p очевидно, можна визначити таке значення коефіцієнта інжекції, яке забезпечило б рівність кутових швидкостей зовнішньої та внутрішньої течії $\omega_i = \omega_p$. Дана обставина визначає можливість існування непрямого методу дослідження характеристик струминного насоса для його обертання в свердловині.

Мета застосування запропонованого автором методу досліджень характеристик струминного насоса полягає у наступному [183]:

1. Визначення впливу обертання струминного насоса на величину створюваного ним напору.

2. Перевірка адекватності приведеної в II розділі дисертаційної роботи математичної моделі робочого процесу струминного насоса для умов його обертання в свердловині.

В процесі проведення експериментальних досліджень використовувались чотири моделі струминних насосів раціональної геометрії, геометричні розміри яких приведені в таблиці 5.8.

Для порівняльного аналізу використовувались отримані раніше напірні характеристики прямоточних струминних насосів. Емпіричні функції для згаданих

напірних характеристик і значення емпіричних коефіцієнтів приведені в таблицях 5.11, 5.12.

Таблиця 5.14 – Значення кутів закрутки робочого та інжектованого потоку

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Кут закрутки потоку, град.	
		робочого a_p	інжектованого a_i
1	6,464	6	70
2	3,429	8	70
3	5,012	6	70
4	3,795	8	70

Враховуючи розроблений непрямий метод дослідження на шляху робочого та інжектованого потоку необхідно встановити направляючі елементи з різними кутами закрутки (таблиця 5.14).

Визначимо величину коефіцієнта інжекції, яка забезпечує рівність швидкостей обертання робочого та інжектованого потоку $\omega_i = \omega_p$. Умову рівності швидкостей обертання запишемо враховуючи відповідні рівняння для робочого (формула 3.3) та інжектованого (формула 3.32) потоків

$$\frac{8}{\rho} \frac{Q_p}{d_p^3} \operatorname{tg} a_p = \frac{4Q_i \operatorname{tg} a_i}{f_i (1 + \sqrt{K_{сн}}) d_p} \quad (5.39)$$

Враховуючи поняття коефіцієнта інжекції $i = Q_i / Q_p$ після перетворення рівняння (5.39) отримаємо формулу, яка забезпечує однакову частоту обертання зовнішньої та внутрішньої течії

$$i = \frac{\operatorname{tg} a_p}{2 \operatorname{tg} a_i} (1 + \sqrt{K_{сн}}) (K_{сн} - 1) \quad (5.40)$$

Значення відносних напорів, визначені для розрахованих за рівнянням (5.40) величин коефіцієнта інжекції, можуть бути використані для порівняння напірних характеристик отриманих для прямоточних і вихрових струминних насосів, а також у випадку комбінованого закручування потоків.

В таблиці 5.15 приведені емпіричні функції та значення коефіцієнтів рівнянь регресії отримані за результатами експериментальних досліджень чотирьох

моделей струминних насосів з розміщеними у зовнішньому та внутрішньому потоках елементами для закручування рідини.

Таблиця 5.15 – Емпіричні напірні характеристики для умов одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоку

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Рівняння регресії	Емпіричні коефіцієнти		Коефіцієнт кореляції r
			a	b	
1	6,464	$h^{0,5} = a + bi^2$	0,4362	-0,4071	0,9863
2	3,429	$h^2 = a + be^{-i}$	-0,1002	0,1728	0,9775
3	5,012	$h^{0,5} = a + bi^{1,5}$	0,4955	-0,6124	0,993
4	3,795	$h = a + bi/\ln i$	0,2461	0,3587	0,9789

Після визначення значень коефіцієнтів інжекції, які забезпечують рівність швидкостей обертання робочого та інжектowanego потоку (за формулою (5.40)) та після їх підстановки в приведені в таблиці 5.15 рівняння розраховуємо значення відносного напору $h_{об}$, які відповідають умовам обертання чотирьох моделей струминного насоса. Для тих самих значень коефіцієнта інжекції визначаємо величину відносного напору для прямооточного струминного насоса $h_{пр}$, для чого використані рівняння регресії приведені в таблиці 5.11. Співвідношення значень напору струминного насоса для умов його обертання та для випадку прямооточного руху рідини, а також значення коефіцієнтів інжекції, для яких визначені вказані величини напорів, приведені в таблиці 5.16. Враховуючи результати проведених досліджень максимальна ефективність обертання струминного насоса порівняно з прямооточними ежекційними системами становить 18,65 %.

Таблиця 5.16 – Зростання напору, викликане обертанням струминного насоса

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Коефіцієнт інжекції i	Відносний напір насоса		Зростання напору $D\bar{h}$, %
			прямоточний потік $h_{пр}$	циркуляційний потік $h_{об}$	
1	6,464	0,37	0,1322	0,1448	8,87
2	3,429	0,177	0,191	0,211	9,48
3	5,012	0,249	0,1431	0,1759	18,65
4	3,795	0,211	0,1767	0,1975	10,53

Шляхом проведення порівняльного аналізу перевіримо відповідність приведеної у другому розділі математичної моделі робочого процесу струминного насоса для умов його обертання в свердловині експериментальним даним [41]. Процес перевірки розробленої математичної моделі здійснюємо шляхом співставлення теоретичних та експериментальних значень напору.

Теоретичні значення напору струминного насоса визначаємо в наступній послідовності:

1. Використовуючи рівняння (5.40) визначаємо величину коефіцієнта інжекції, яка забезпечує однакову частоту обертання робочого та інжектovanого потоку.

2. Розраховуємо кутову швидкість обертання потоку $W = W_i = W_p$ використовуючи рівняння (3.3) або (3.32) та частоту обертання n за формулою $n = W/2\pi$.

3. Визначаємо положення нульової лінії течії, тобто величину радіуса r_i (рівняння 2.208), яка розмежовує робочий та інжектований потік.

4. За допомогою формули 2.190 розраховуємо коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей потоків j_2 у вхідному перерізі камери змішування.

5. Використовуючи визначені в п.1 значення коефіцієнта інжекції розраховуємо величину відносного напору для низьконапірного (рівняння 2.224) та високонапірного (рівняння 2.225) струминних насосів.

Результати розрахунку величин відносного напору та їх порівняння з експериментальними значеннями приведені в таблиці 5.17.

Похибка теоретичного визначення відносного напору для чотирьох моделей струминного насоса, враховуючи результати проведених досліджень, не перевищує 3,64 %, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі робочого процесу ежекційної системи для умов її обертання в свердловині при здійсненні виробничих операцій.

Таблиця 5.17 – Порівняння теоретичних та експериментальних значень напору струминного насоса для умов його обертання

№	Геометричний параметр $K_{сн}$	Радіус нульової лінії r_i , м	Коефіцієнт нерівномірності j_2	Відносний напір		Похибка розрахунку dh , %
				Теоретичний h_m	Експериментальний $h_{екс}$	
1	6,464	0,007075	0,9773	0,1449	0,1448	0,07
2	3,429	0,00717	0,9714	0,219	0,211	3,64
3	5,012	0,007045	0,944	0,1713	0,1759	2,615
4	3,795	0,00708	0,9402	0,1918	0,1975	2,886

Висновки

1. Дослідженням критеріїв подібності при моделюванні циркуляційних потоків сформульовані наступні умови перенесення результатів лабораторних досліджень на реальні конструкції свердловинних насосів:

- встановлено існування та обґрунтований вибір критичних значень шорсткості поверхні камери змішування автомобільних по відношенню до напору;
- умови кінематичної подібності доповнені додатковим параметром у вигляді співвідношення обертової та осьової швидкостей потоків в проточній частині струминного насоса;
- для прямооточного струминного насоса динамічна подібність напірних характеристик забезпечується для значень чисел Рейнольдса змішаного потоку $R_{ez} > 0,4 \cdot 10^6$;
- динамічна подібність режимів роботи струминного насоса в умовах обертання потоку забезпечується при поєднанні двох критеріїв: вплив сил в'язкості характеризується числом Рейнольдса, а дія відцентрових сил – аналогом числа Фруда. При проведенні досліджень число Рейнольдса змінювалось в діапазоні від $0,8 \times 10^4$ до $1,08 \times 10^5$, а аналог числа Фруда – в діапазоні від 0,182 до 4,76;
- швидкість та число Рейнольдса гвинтового потоку може розглядатись як комплексний кінематичний та динамічний критерій подібності режимів роботи струминного насоса.

2. Максимальна ефективність закручування потоку в проточній частині струминного насоса відповідає малим значенням числа Рейнольдса робочого потоку.

3. Максимальне зростання напору та ККД струминного насоса викликане закруткою робочого потоку становить відповідно 8,62 % та 9,89 %. Гранична середня похибка теоретичного визначення напору та ККД з використанням запропонованої автором математичної моделі робочого процесу ежекційної системи для умов закрутки робочого потоку становить відповідно 7,96 % та 8,88 %.

4. Максимальне зростання коефіцієнта інжекції, напору та ККД струминного насоса, викликане закруткою інжектowanego потоку, становить відповідно 19,12 %,

20,94 %, 26,14 %. Застосуванням розробленої автором математичної моделі робочого процесу струминного насоса для умов закручування інжектowanego потоку встановлено:

- середня похибка теоретичного визначення відносного напору змінюється в діапазоні від 4,91 % до 9,47 %;
- середня похибка визначення теоретичних значень ККД становить 5,62 % – 6,48 %.

5. Ефективність одночасної закрутки робочої та інжектowanego течії, зважаючи на можливість утворення несприятливих співвідношень напрямків їх руху, може бути меншою ефективності закручування одного з потоків. Максимальна, отримана при проведенні експериментальних досліджень, ефективність одночасної закрутки робочого та інжектowanego потоків становить: для коефіцієнта інжекції – 26,34 %; для відносного напору – 19,43 %; для ККД – 23,75 %.

6. Залежно від конструкції проточної частини обертання струминного насоса викликає зростання відносного напору на 8,7 % – 18,65 %. Похибка теоретичного визначення відносного напору не перевищує 3,64 %.

В процесі визначення впливу закрутки потоку та обертання ежекційної системи на робочий процес струминного насоса проаналізовано 372 експериментальні точки, кожна з яких визначена як середнє значення за результатами трьох вимірів дослідних величин.

РОЗДІЛ 6

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДЛЯ СТВОРЕННЯ СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

Результати моделювання циркуляційних потоків в проточній частині струминного насоса необхідно представити у вигляді розрахункових алгоритмів, здатних здійснювати прогнозування режиму роботи свердловинних ежекційних систем для умов їх обертання в свердловині або закручування окремих потоків направляючими елементами. Отримані в процесі моделювання робочого процесу струминного насоса аналітичні залежності, зазвичай, мають складну структуру і потребують виконання низки працеємких операцій [49]. Зважаючи на це завданням досліджень є спрощення отриманих рівнянь при збереженні необхідної точності проведення розрахунків шляхом заміни окремих елементів аналітичних залежностей еквівалентними формулами або їх номографування. Спрощені методи розрахунків призначені для визначення прогнозних режимних параметрів експлуатації свердловинної ежекційної системи в умовах, які унеможливають застосування сучасної комп'ютерної техніки.

Зважаючи на значний об'єм існуючих сьогодні конструкцій ежекційних систем та схем їх застосування доцільно визначити методику вибору характеру закрутки потоку в проточній частині струминного насоса. При цьому необхідно враховувати раціональну геометрію насоса, наявність зосереджених та лінійних опорів в гідравлічних каналах робочого та інжектowanego потоку в ежекційних системах різних конструкцій та призначення. Методика вибору раціональної геометрії та схеми закрутки потоку в проточній частині струминного насоса повинна узгоджуватись з існуючими принципами проектування свердловинних ежекційних систем.

Отримані під час реалізації розроблених математичних моделей рекомендації необхідно представити у вигляді позитивних тенденцій та шляхів удосконалення існуючих ежекційних технологій, розробці перспективних конструкцій та раціональної геометрії свердловинних струминних насосів та окремих

комп'ютерних моделей числових досліджень спрямованих на підвищення ефективності їх експлуатації.

В процесі проектування раціональної геометрії свердловинних струминних насосів доцільно обґрунтувати перелік техніко-економічних показників, які визначають доцільність використання ежекційних технологій під час розробки нафтогазових родовищ. В процесі визначення економічної доцільності застосування ежекційних технологій необхідно враховувати функціональне призначення окремих схем включення струминного насоса в гідравлічну систему свердловини та технологічну ефективність їх використання.

6.1 Створення методів оцінки впливу циркуляційних потоків на характеристику свердловинної ежекційної системи

6.1.1 Визначення напірної характеристики струминного насоса для умов його симетричного обертання в свердловині

Напірна характеристика струминного насоса для умов його симетричного обертання в свердловині визначається рівняннями (2.208), (2.223) – (2.228). Структура згаданих рівнянь не дозволяє представлення їх у вигляді розрахункових номограм [107], [131], [218], [236]. Крім того, розв'язок рівнянь (2.208), (2.226) передбачає використання методу послідовних наближень і вимагає розробки відповідних розрахункових алгоритмів.

До складу вихідних даних входить 8 параметрів (рисунок 6.1). Зважаючи на те, що напірна характеристика струминного насоса визначається залежністю $h=f(i)$ розрахункові операції необхідно проводити для декількох значень (наперед заданих) коефіцієнта інжекції, які змінюються з кроком $\Delta i = 0,1$. Враховуючи, що розглянута в розділі 2 математична модель взаємодії потоків зберігає фізичний зміст виключно за наявності інжектованої течії, початкове значення коефіцієнта інжекції прийняте відмінним від нуля: $i_0 = 0,001$.

Наступний етап розрахункових операцій передбачає розв'язок рівняння (2.208), яке представлено у вигляді

$$y = \frac{Q_p}{4p} \frac{l_p}{\sqrt{l_p^2 + r_i^2}} + pnr_\kappa^2 \sqrt{l_p^2 + r_i^2} - \frac{Q_p i r_i^2}{2p(r_\kappa^2 - r_i^2)} \quad (6.1)$$

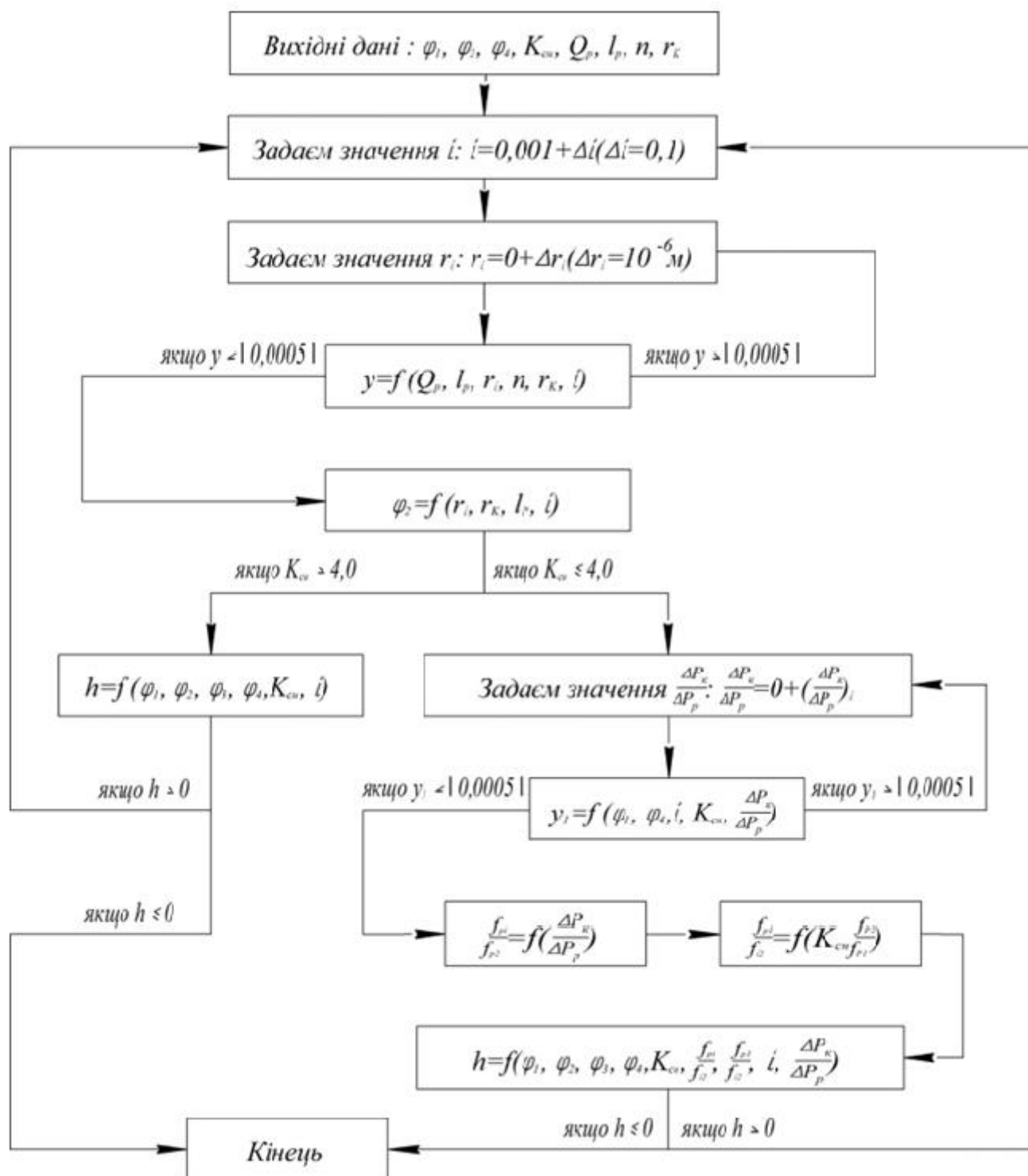


Рисунок 6.1 – Послідовність визначення напірної характеристики струминного насоса для умов його симетричного обертання в свердловині

В процесі розв'язку рівняння (6.1) задаємо найближчі значення радіуса нульової лінії з наступним розрахунком параметра «у» та його порівнянням з допустимою за умов точності величиною.

У випадку незабезпечення необхідної точності задаємо уточнені значення радіуса r_i з наступним повторним визначенням параметра «у». Після досягнення необхідної точності відповідно до рівняння (2.223) розраховуємо значення коефіцієнта швидкості j_2 . Наступна послідовність розрахункових операцій визначається конструкцією струминного насоса.

Для низьконапірного струминного насоса, коли основний геометричний параметр приймає значення $K_{сн} > 4$ визначаємо напір струминного насоса за формулою (2.224). Величину напору h розраховуємо для зростаючих значень коефіцієнта інжекції i (ліва нижня частина схеми на рисунку 6.1). Розрахунок завершуємо, коли відносний напір приймає значення $h=0$.

Розрахунок високонапірного струминного насоса для випадку, коли основний геометричний параметр приймає значення в діапазоні $2 \leq K_{сн} \leq 4,0$ передбачає попереднє визначення відносних втрат тиску DP_K / P_p викликаних звуженням робочого струменя на вхідній ділянці камери змішування струминного насоса. При проведенні розрахунків рівняння (2.226) представимо у вигляді

$$y_1 = \frac{j_1^2 / j_4^2 i^2}{\hat{K}_{сн} - \frac{1}{\sqrt{1 + DP_K / DP_p}} \hat{u}} \quad (6.2)$$

Параметр y_1 визначаємо для різних значень співвідношення DP_K / DP_p і порівнюємо його величину з допустимою. Після досягнення необхідної точності фіксуємо отримане значення втрат тиску DP_K / DP_p та послідовно визначаємо співвідношення f_{p1} / f_{p2} (рівняння (2.227)), f_{p1} / f_{i2} (рівняння (2.228)) та напір h струминного насоса (рівняння (2.225)). Приведену послідовність повторюємо для різних значень коефіцієнта інжекції.

Для наближених розрахунків допустимо приймати нульову відстань між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса $l_p=0$. Нульові значення даного параметра, зокрема прийняті в найбільш поширеній методиці визначення напірної характеристики струминного насоса запропонованій Е.Я. Соколовим та Н.М. Зінгером. Підстановка значень $l_p=0$ у формулу (2.208) дозволяє привести її до квадратного рівняння та отримати відповідний розв'язок

$$r_i = -\frac{P}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^P \sigma^2}{\epsilon^2 \div \emptyset}} - q; \quad (6.3)$$

$$\text{де } P = \frac{Q_p}{2\rho^2 n r_k^2}; \quad q = -r_k^2$$

В процесі побудови номограми рівняння (6.3) отримана значна нерівномірність криволінійної шкали, внаслідок чого номографування даної залежності є недоцільним. Рівняння (6.3) дозволяє відмовитись від використання методу послідовних наближень, що спрощує проведення розрахункових операцій [49].

Номографування рівняння (6.2) вимагає [49] представлення складової DP_k / DP_p у вигляді залежності від величини коефіцієнта інжекції i та основного геометричного параметра $K_{сн}$ [49].

Рівняння для визначення відносних втрат на вхідній ділянці камери змішування (формула (6.2)) запишемо у вигляді [49]

$$\frac{DP_k}{DP_p} = \frac{\frac{j_1^2 r_p}{j_4^2 r_i} i^2}{\frac{\alpha^P \sigma^2}{\epsilon^2 K_{сн}} - \frac{1}{\sqrt{1 + DP_k / DP_p}} \div \emptyset}, \quad (6.4)$$

де $K_{сн} = f_3 / f_{p1}$.

Аналіз рівняння (6.4) показує, що його розв'язок відносно величини DP_k / DP_p можливий виключно при застосуванні методу послідовних наближень [49]. Номографування додаткової напірної характеристики високонапірного

струминного насоса (рівняння 6.4), однак, вимагає представлення формули для визначення величини $\Delta P_k / \Delta P_p$ у вигляді співвідношення $\Delta P_k / \Delta P_p = f(i, K_{сн})$.

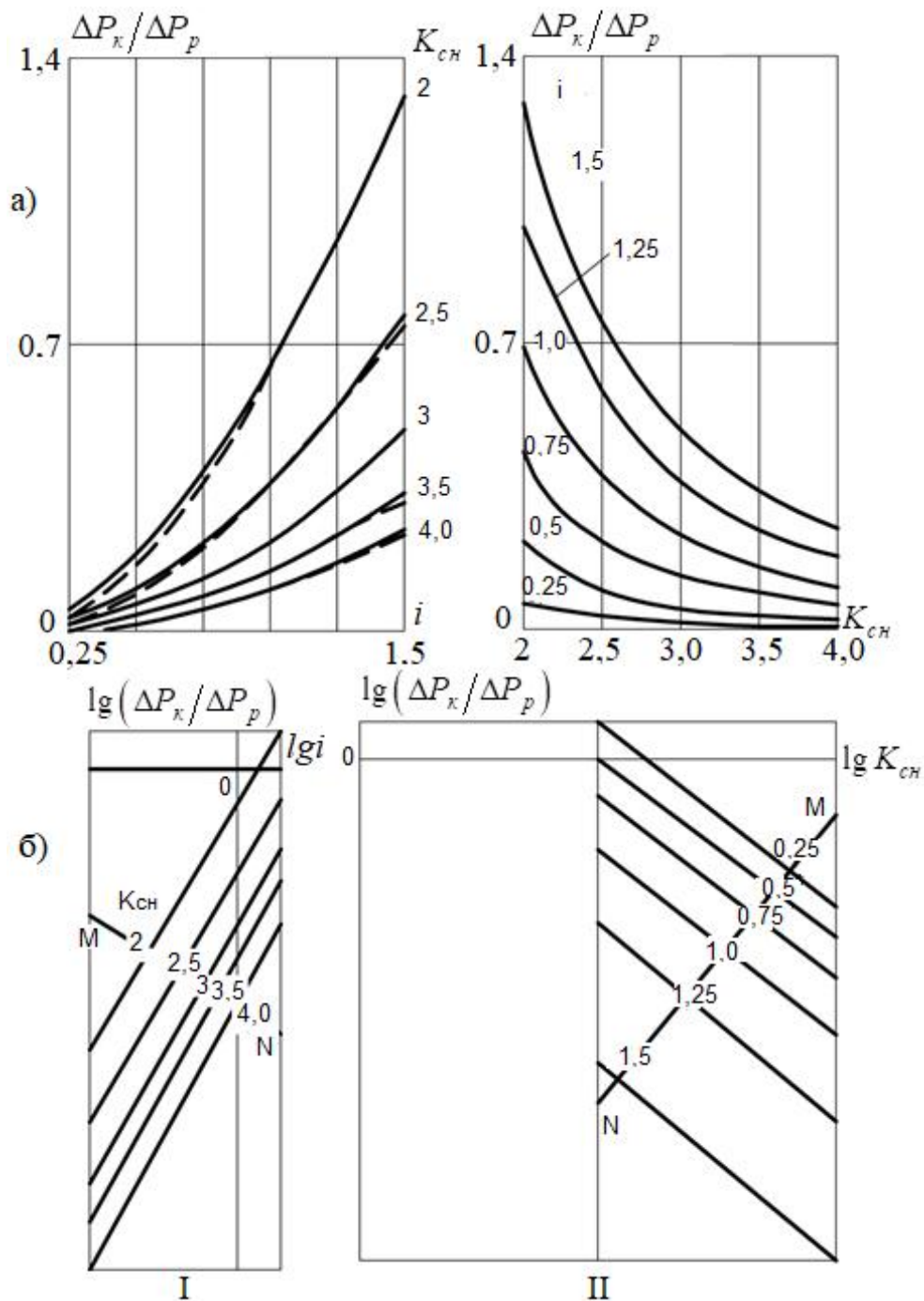


Рисунок 6.2 – Залежність гідравлічних втрат, викликаних звуженням робочого потоку від коефіцієнта інжекції (I) та основного геометричного параметра (II) для рівномірних (а) та логарифмічних (б) координат [49]

Необхідно знайти роздільну двофакторну залежність, тобто залежність між трьома змінними величинами, одна з яких є шуканою [49]. Величину незалежної змінної i у всіх серіях розрахункового масиву приймаємо однаковими. Це дає

можливість побудувати залежність $DP_k / DP_p = f(i)$ для відповідних значень основного геометричного параметра $K_{сн}$ та залежність $DP_k / DP_p = f(K_{сн})$ – для відповідних значень коефіцієнта інжекції [49]. Шукана величина, таким чином, може бути представлена у вигляді двох графіків (рисунок 6.2 а). Побудова залежностей в процесі роздільної зміни постійних рівняння (без зміни інших) дозволяє отримати на графіках серії однорідних кривих.

Задача пошуку емпіричної формули для двофакторної залежності складається з трьох етапів [49]:

- 1) розрахунок значень DP_k / DP_p за формулою (6.4) методом послідовних наближень;
- 2) встановлення загального вигляду емпіричної формули;
- 3) визначення постійних величин емпіричної формули.

Зважаючи на вигляд графічних залежностей (рисунок 6.2 а) емпіричну формулу шукаємо у вигляді [218]

$$\frac{DP_k}{DP_p} = ai^m K_{сн}^n, \quad (6.5)$$

де a – постійний коефіцієнт.

На графіках серії $DP_k / DP_p = f(i)$ (рисунок 6.2, а I) отримані параболічні криві з точкою сходження в початку координат і показником степені $m > 1$. На графіках серії $DP_k / DP_p = f(K_{сн})$ (рисунок 6.2, а II) [49] отримані гіперболічні криві з асимптотами у вигляді осей координат. Визначення показників степені m, n передбачає попереднє вирівнювання отриманих методом послідовних наближень залежностей. Вирівнювання кривих здійснюємо використанням нерівномірної (зокрема логарифмічної) шкали $\lg(DP_k / DP_p) = f(\lg i); \lg(DP_k / DP_p) = f(\lg K_{сн})$. На графіках, побудованих в логарифмічних координатах (рисунок 6.2 б) отримано ряд паралельних прямих, причому отримана на перпендикулярній до паралельних прямих лінії шкала MN теж є логарифмічною. Значення показників степені m, n визначаємо за тангенсом кута нахилу паралельних прямих [218]. Для приведених на рисунку 6.2 б графіків отримаємо $m=1,8$ (рисунок 6.2, б I); $n=-2,6$ (рисунок 6.2, б

II) [49]. На графіку рисунка 6.2 б II кут нахилу прямих перевищує 90° , тому показник степені n є від'ємним. Коефіцієнт « a » емпіричної формули визначаємо середньоарифметичним методом підставляючи відповідні значення величини DP_k / DP_p та параметрів $i, K_{сн}$. Після проведення розрахунків отримаємо $a=4,0435$. Отримані за емпіричною формулою (6.5) значення величини DP_k / DP_p показані на рисунку 6.2, а I пунктирними лініями. Адекватність отриманої емпіричної формули [49] підтверджується близькими значеннями величини DP_k / DP_p отриманими з використанням рівняння (6.4) і рівняння (6.5). Розрахунок високонапірного струминного насоса може здійснюватись також за допомогою спеціальних прикладних програм з використанням високорівневої мови програмування Python [188].

6.1.2 Визначення додаткового напору струминного насоса, зумовленого закручуванням потоку

6.1.2.1 Побудова номограми для випадку закручування робочого потоку

Додатковий напір, зумовлений закруткою робочого потоку визначається з рівняння (3.23) [197]

$$h_p = \frac{j_1^2 \operatorname{tg}^2 a}{2K_{сн}}, \quad (6.6)$$

де j_1 – коефіцієнт швидкості потоку рідини на виході з робочої насадки;

a – кут нахилу елементів для закрутки робочого потоку;

$K_{сн}$ – основний геометричний параметр струминного насоса.

Враховуючи особливості конструкції струминного насоса визначаємо границі зміни складових рівняння (6.6)

$$0,0005 \leq h_p \leq 0,25; 3^\circ \leq a \leq 60^\circ; 2 \leq K_{сн} \leq 8$$

В процесі розв'язку рівняння (6.6) використовуємо номограму [6] з вирівнених точок з трьома паралельними шкалами. Канонічна форма для номограми даного типу має вигляд [131]

$$f_1(a_1) + f_2(a_2) = f_3(a_3), \quad (6.7)$$

де складові залежності (6.7) визначають рівняння відповідних паралельних шкал.

Для номографування рівняння (6.6) його необхідно привести до канонічної форми (6.7), для чого використовуємо логарифмічне вирівнювання. Враховуючи, що в конструкції струминного насоса використовуються конічні насадки, коефіцієнт швидкості для яких становить $j_1=0,95$, рівняння (6.6) запишемо у вигляді

$$2,216h_p = tg^2 a K_{сн}^{-1} \quad (6.8)$$

Після логарифмування рівняння (6.8) отримаємо

$$\lg 2,216h_p + \lg K_{сн} = 2 \lg tg a \quad (6.9)$$

Враховуючи останній вираз складові канонічної форми (6.7) визначаються рівняннями

$$f_1(a_1) = \lg 2,216h_p; \quad f_2(a_2) = \lg K_{сн}; \quad f_3(a_3) = 2 \lg tg a \quad (6.10)$$

Відповідно до отриманих формул функції $f_1(a_1), f_2(a_2)$ визначають рівняння лівої і правої функціональних шкал номограми, а функція $f_3(a_3)$ – середньої шкали. Дослідженням функцій (6.10) встановлено, що вони є монотонно зростаючими, тому всі шкали номограми спрямовані вгору.

Призначаємо довжини зовнішніх шкал $l_1 = l_2$ та відстань між ними H та, враховуючи границі зміни складових рівняння (6.6) знаходимо їх модулі m, n вважаючи, що $m > 0; n > 0$.

Функціональна шкала $f_1(a_1)$ має модуль

$$m = \frac{l_1}{\lg 2,216h_{p \max} - \lg 2,216h_{p \min}} \quad (6.11)$$

Для функціональної шкали $f_2(a_2)$ модуль визначається за формулою

$$n = \frac{l_2}{\lg K_{сн \max} - \lg K_{сн \min}} \quad (6.12)$$

Параметри a, b , що характеризують вертикальну орієнтацію шкал $f_1(a_1), f_2(a_2)$ визначаємо враховуючи, що на осі абсцис знаходяться точки з позначками $h_p = 0,005$ (для лівої шкали) та $K_{сн} = 2$ (для правої шкали)

$$\begin{aligned} m(\lg 2,216h_{p \min} - a) &= 0 \\ n(\lg K_{сн \min} - b) &= 0 \end{aligned} \quad (6.13)$$

Відповідно до прийнятих значень параметрів номограми m, n, a, b уточнюємо значення довжини зовнішніх функціональних шкал

$$l_1 = m(\lg 2,216h_{p\max} - a); l_2 = n(\lg K_{сн\max} - b) \quad (6.14)$$

Враховуючи значення параметрів номограми m, n, a, b, H запишемо рівняння її елементів

$$\text{Функціональна шкала } h_p : x = 0; y = m(\lg 2,216h_p - a);$$

$$\text{Функціональна шкала } K_{сн} : x = H; y = n(\lg K_{сн} - b); \quad (6.15)$$

$$\text{Функціональна шкала } a : x = \frac{mH}{m+n}; y = \frac{mn}{m+n} [f_3(a_3) - a - b]$$

При побудові номограми [65] на функціональній шкалі відкладають відрізки, що відповідають значенню функції, а надписи в кінці цих відрізків вказують значення аргументів. Побудована за рівнянням (6.15) номограма приведена на рисунку 6.3 а.

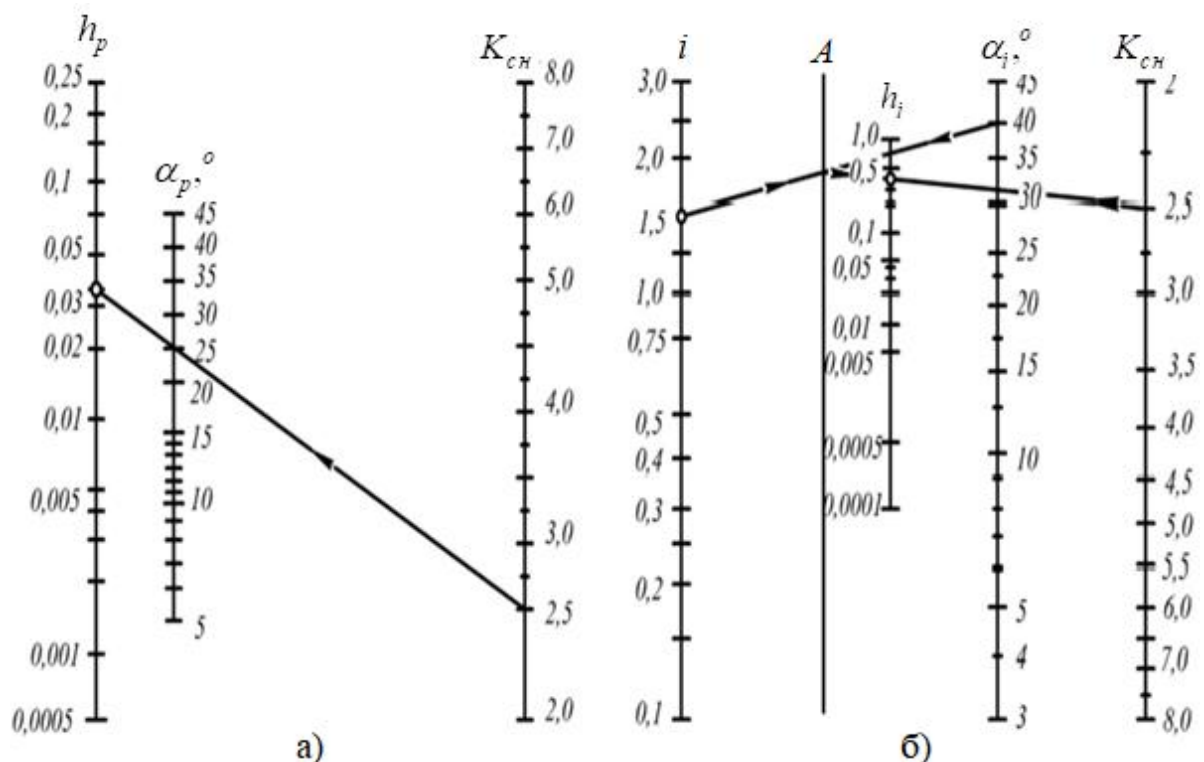


Рисунок 6.3 – Визначення додаткового напору струминного насоса, викликаного закручуванням робочого (а) та інжектowanego потоку (б)

На номограмі показаний розв'язок числового прикладу (дано: $K_{сн} = 2,5; a = 25^\circ$; Відповідь: $h_p = 0,04$).

6.1.2.2 Побудова номограми для випадку закручування інжектowanego потоку

Додатковий напір, викликаний закруткою інжектowanego потоку визначається за формулою (3.58). В процесі аналізу структури формули (3.58) встановлена доцільність її номографування шляхом компоновки двох номограм з вирівняних точок, кожна з яких складається з трьох паралельних шкал [196]. Враховуючи, що одна шкала для обох елементарних номограм є спільною скомпонована складна номограма матиме вигляд п'яти вертикальних шкал, одна з яких буде допоміжною, а чотири інших будуть відігравати роль функціональних шкал складових елементів формули (3.58). В процесі номографування формули (3.58) запишемо її у вигляді добутку двох функціональних співвідношень

$$h_i = y_1(i, a_1) y_2(K_{сн}), \quad (6.16)$$

де $y_1(i, a_1)$ – функціональна залежність, яка враховує співвідношення величин коефіцієнта інжекції i та кута нахилу елементів для закрутки інжектowanego потоку a_i ;

$y_2(K_{сн})$ – функціональна залежність, яка визначає частину формули (3.58), що враховує величину основного геометричного параметра струминного насоса $K_{сн}$.

Функцію $y_1(i, a_1)$, враховуючи рівняння (3.58) представимо у вигляді

$$y_1(i, a_1) = A = 2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i \quad (6.17)$$

Номографування останнього виразу здійснюємо за допомогою логарифмічного вирівнювання

$$\lg A = \lg 2f_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i = \lg 1,805 i^2 + \lg \operatorname{tg}^2 a_i, \quad (6.18)$$

де значення коефіцієнта швидкості конічної робочої насадки прийнято рівним $j_1 = 0,95$.

Під час номографування функції $y_1(i, a_1) = A$ приймаємо наступні границі зміни складових величин

$$0,1 \leq i \leq 3,0; 3^\circ \leq a_i \leq 45^\circ; 0,00005 \leq A \leq 16,245 \quad (6.19)$$

Для побудови номограми функції (6.17) використовуємо канонічне рівняння (6.7), складові якого приймають значення

$$f_1(a_1) = \lg 1,805i^2; f_2(a_2) = \lg tg^2 a_i; f_3(a_3) = \lg A \quad (6.20)$$

Характер зміни рівнянь (6.20) в границях, що визначаються умовами (6.19) свідчить про те, що всі функціональні залежності є зростаючими. Враховуючи прийняті діапазони зміни складових рівняння (6.17) приймаємо довжини шкал $l_i = l_{ai}$ і знаходимо їх модулі

$$m = \frac{l_i}{\lg 1,805i_{\max}^2 - \lg 1,805i_{\min}^2}; \quad (6.21)$$

$$n = \frac{l_{ai}}{\lg tg^2 a_{i\max} - \lg tg^2 a_{i\min}} \quad (6.22)$$

Параметр a визначаємо враховуючи, що шкала « i » перетинає вісь абсцис в точці

$$\lg 1,805i_{\min}^2 = -1,744; m(\lg 1,805i_{\min}^2 - a) = 0 \quad (6.23)$$

Параметр b визначаємо враховуючи, що шкала « a_i » перетинає вісь абсцис в точці

$$\lg tg^2 a_{i\min} = -2,561; n(\lg tg^2 a_{i\min} - b) = 0 \quad (6.24)$$

Приймаємо відстань між шкалами i, a_i рівною $H = 60$ мм. Рівняння елементів номограми мають вигляд

$$\text{шкала } i: x = 0; y = m(\lg 1,805i^2 - a); \quad (6.25)$$

$$\text{шкала } a_i: x = H; y = n(\lg tg^2 a_i - b); \quad (6.26)$$

$$\text{шкала } A: x = \frac{mH}{m+n}; y = \frac{mn}{m+n}(\lg A - a - b) \quad (6.27)$$

Функціональну залежність (6.16), враховуючи рівняння (3.58), (6.17) запишемо у вигляді

$$h_i = A \frac{1 + K_{сн}^{-1}}{(1 + K_{сн}^{0,5})^2 (K_{сн} - 1)}, \quad (6.28)$$

де параметри $h_i, K_{сн}$ змінюються в діапазоні

$$2 \leq K_{сн} \leq 8; 0,0001 \leq h_i \leq 1 \quad (6.29)$$

При визначенні діапазона зміни параметра h_i враховуємо можливі максимальні значення коефіцієнта i для різних співвідношень $K_{сн}$.

Канонічна форма рівняння (6.28) відповідає формулі (6.7), складові якої використовуючи логарифмічне вирівнювання визначаються співвідношенням

$$f_1(a_1) = \lg A; \quad (6.30)$$

$$f_2(a_2) = \lg \frac{1 + K_{CH}^{-1}}{(1 + K_{CH}^{0.5})^2 (K_{CH} - 1)}; \quad (6.31)$$

$$f_3(a_3) = \lg A \quad (6.32)$$

Функція, що визначає шкалу A визначена раніше. Шкала функції $f_2(a_2)$ спрямована вниз, а функція $f_3(a_3)$ є зростаючою.

Відповідно до прийнятого канонічного рівняння функціональні шкали зліва направо орієнтовані в такій послідовності: $A - h_i - K_{CH}$.

Приймаємо довжини шкал $l_A = l_{K_{CH}}$ та визначаємо модулі

$$m = \frac{l_A}{\lg A_{\max} - \lg A_{\min}}; \quad (6.33)$$

$$n = \frac{l_{K_{CH}}}{\lg \frac{1 + K_{CH \max}^{-1}}{(1 + K_{CH \max}^{0.5})^2 (K_{CH \max} - 1)} - \frac{1 + K_{CH \min}^{-1}}{(1 + K_{CH \min}^{0.5})^2 (K_{CH \min} - 1)}} \quad (6.34)$$

Параметр « a » визначаємо, враховуючи, що вісь абсцис перетинає шкалу A в точці $A_{\min} = 0,00005$

$$m(\lg A - a) = a \text{ звідки } a = \lg A \quad (6.35)$$

Параметр « b » визначимо з умови розміщення на осі абсцис позначки $K_{CH \max} = 8$.

$$n = \frac{a}{\lg \frac{1 + K_{CH \max}^{-1}}{(1 + K_{CH \max}^{0.5})^2 (K_{CH \max} - 1)} - b} = 0, \quad b = \lg \frac{1 + K_{CH \max}^{-1}}{(1 + K_{CH \max}^{0.5})^2 (K_{CH \max} - 1)} \quad (6.36)$$

Приймаємо відстань між шкалами A та K_{CH} рівною H . В процесі визначення рівнянь номограми $A - h_i - K_{CH}$ нову вісь ординат проводимо через шкалу A .

Відзначимо, що вираз для даної функціональної шкали співпадає з аналогічною функцією рівняння (6.27).

Рівняння номограми для шкали K_{CH}

$$x = H; \quad y = n[f_2(a_2) - b] = n \lg \frac{1 + K_{сн}^{-1}}{(1 + K_{сн}^{0.5})^2 (K_{сн} - 1)} - b \quad (6.37)$$

Рівняння номограми для шкали h_i

$$x = \frac{mH}{m+n}; \quad (6.38)$$

$$y = \frac{mn}{m+n} \lg f_3(a_3) - a - b = \frac{mn}{m+n} (\lg h_i - a - b)$$

Номограма для визначення додаткового напору h_i відповідно до отриманих рівнянь приведена на рисунку 6.3 б. Допоміжна шкала A виконана «німою», тобто без позначень величин, що визначаються функцією (6.30). Для застосування номограми виконуємо наступну послідовність операцій:

1) Відкладаємо на шкалах i, a_i задані значення цих величин, з'єднуємо їх прямою і визначаємо точку її перетину зі шкалою A .

2) З'єднуємо прямою лінією отримане положення на шкалі A з заданим значенням геометричного параметра на шкалі $K_{сн}$.

3) Точка перетину прямої $A - K_{сн}$ зі шкалою h_i визначає величину даного параметра.

На номограмі приведений розв'язок числового прикладу для таких вихідних даних: $i = 1,5$; $K_{сн} = 2,5$; $a_i = 40^\circ$; Відповідь: $h_i = 0,4$.

6.1.3 Методика оцінки граничних параметрів ежекційної системи за умови роботи струминного насоса в кавітаційному режимі

Розробка методики оцінки граничних параметрів ежекційної системи є актуальною задачею, оскільки дозволяє окреслити границі областей використання свердловинного струминного насоса. Структура отриманих в 4 розділі рівнянь не дозволяє здійснити їх повне номографування, проте частина розрахункових залежностей і, зокрема тих, що стосуються роботи струминного насоса в кавітаційному режимі робочої насадки допускають побудову їх номографічної форми. Окремі алгоритми допускають спрощення розрахункових залежностей зі збереженням необхідної точності проведення розрахунків. Розробка методики визначення граничних параметрів передбачає проведення двох етапів досліджень:

1. Спрощення структури рівняння для розрахунку коефіцієнта стиснення робочого струменя;
2. Побудова номограми для визначення допустимих параметрів експлуатації струминного насоса за умови виникнення кавітації в робочій насадці.

Допустимі параметри експлуатації струминного насоса за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса при цьому можуть бути визначені в процесі безпосереднього використання представлених в розділі 4.3 рівнянь, структура яких не допускає приведення до номографічної форми.

В розділі 4.2.2 показано, що відповідно до рівняння (4.69) для умов симетричного та асиметричного обертання ежекційної системи забезпечується рівномірний розподіл швидкостей на вході в камеру змішування струминного насоса, тобто коефіцієнт нерівномірності приймає значення $b=1$. Для випадку закрутки потоку направляючими елементами має місце суттєва нерівномірність (рисунок 4.5) розподілу швидкостей, внаслідок чого при визначенні коефіцієнта b необхідно застосовувати рівняння (4.70). Отримані з використанням рівняння (4.70) значення коефіцієнта нерівномірності для випадку закрутки потоку, а також значення $b=1$ для випадку обертання струминного насоса необхідно використати в рівнянні (4.90) при визначенні коефіцієнта стиснення $e_{\min}$. Зважаючи на складну структуру формул (4.70), (4.90) доцільно замінити дану систему рівнянь однією спрощеною формулою.

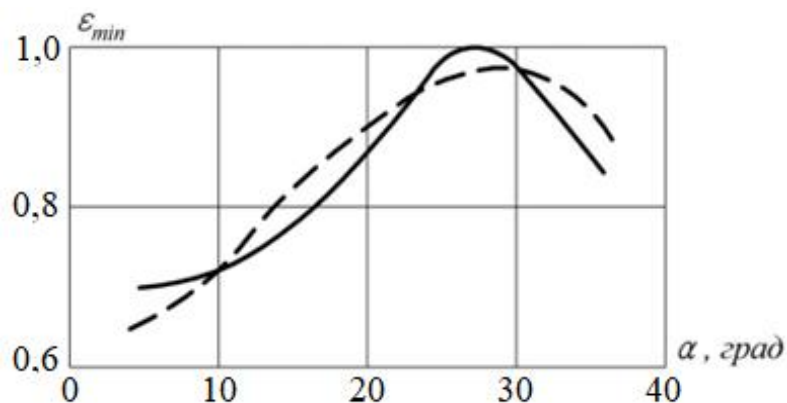


Рисунок 6.4 – Визначення коефіцієнта стиснення для умов закрутки потоку

Пошук залежності $e_{\min} = f(a)$ здійснюємо шляхом послідовного розв'язку рівнянь (4.70), (4.90) з наступною апроксимацією отриманих результатів у вигляді

одного рівняння. В процесі розв'язку рівнянь (4.70), (4.90) встановлено, що залежність $e_{\min} = f(a)$ має екстремальний характер (рисунок 6.4) і може бути апроксимована рівнянням

$$e_{\min} = a + ba^2 + ca^{2,5}, \quad (6.39)$$

де значення коефіцієнтів становлять $a=0,6224$; $b=0,0023$; $c=-0,00035$.

Рівняння (6.39) отримане з використанням програми *Table Curve* і відповідає коефіцієнту кореляції $r^2=0,9225$. Отримані з використанням рівняння (6.39) значення коефіцієнта стиснення показані на рисунку 6.4 пунктирною лінією. Величина кута нахилу α направляючих елементів для закрутки потоку, яка відповідає максимальному значенню коефіцієнта стиснення може бути отримана шляхом диференціювання рівняння (6.39)

$$\frac{de_{\min}}{da} = 2ba + 2,5ca^{1,5} \quad (6.40)$$

Прирівнюючи рівняння (6.40) до нуля отримаємо

$$a = 0,64(b/c)^2 = 27,6^\circ$$

Отримана залежність дозволяє спростити використання рівнянь (4.84) – (4.86). При застосуванні даних рівнянь для випадку обертання струминного насоса використовуємо сталі значення коефіцієнта стиснення $e_{\min} = 0,7$ отримані після підстановки в формулу (4.90) величини коефіцієнта нерівномірності $b=1$.

Визначимо граничні параметри застосування струминного насоса на основі використання рівняння (4.86). Структура даного рівняння дозволяє отримати номографовану форму для визначення параметрів струминного насоса за умови виникнення кавітації в робочій насадці струминного насоса. З метою номографування рівняння (4.86) запишемо його у вигляді системи

$$d_{p\max} = \frac{2}{e\sqrt{\rho A}}; \quad (6.41)$$

$$A = \frac{16}{9m_p d_o^4} + B \frac{\dot{Q}^{0,25}}{\dot{Q}}; \quad (6.42)$$

$$B = \frac{2hH_n}{Q_p^2}, \quad (6.43)$$

де коефіцієнт стиснення $e_{\min}$ визначається рівнянням (6.39).

В процесі номографування рівнянь (6.41) – (6.43) використаний метод перенесення шкал, який дозволяє перенести шкалу з горизонтальної осі на вертикальну.

Відповідно до даного методу сіткові номограми з багатьма невідомими будують тільки в горизонтально суміщених квадрантах незалежно від кількості змінних величин.

В лівому квадранті (рисунок 6.5) будуємо номограму рівняння (6.43).

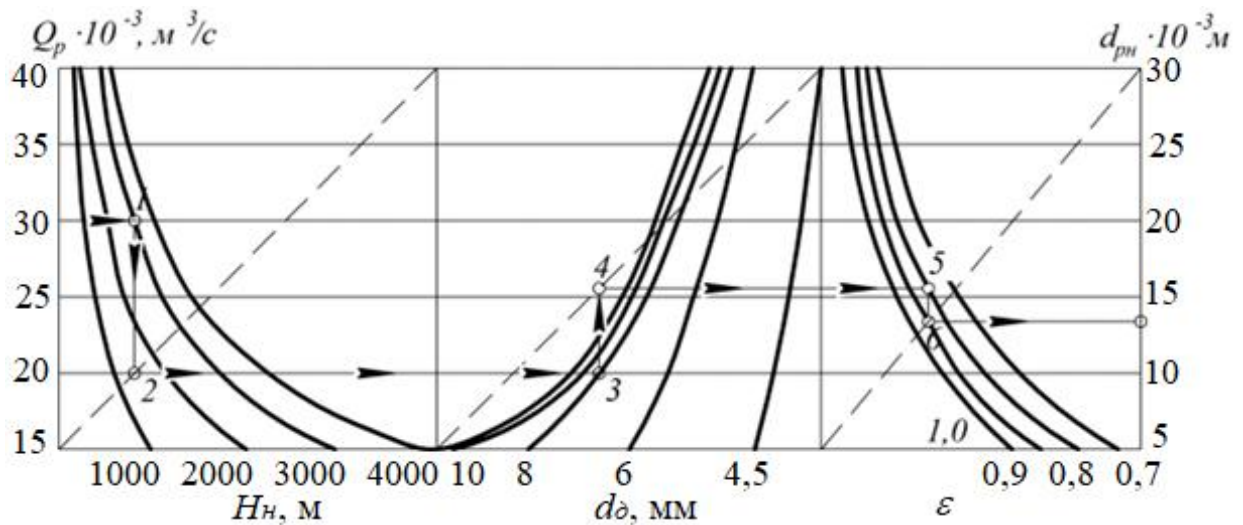


Рисунок 6.5 – Визначення граничних параметрів ежекційної системи за умови виникнення кавітації

Змінна H_n прийнята за параметр. На осі ординат побудована шкала змінної Q_p , а на осі абсцис – шкала шуканої змінної B . На номограмі отримана серія кривих, що відповідають різним значенням параметра H_n . З початку координат у верхній правий кут номограми під кутом 45° проведемо пунктирну направляючу пряму, використання якої дозволяє горизонтальну шкалу шуканої змінної B перенести на праву вертикаль номограми. Оскільки кут нахилу направляючої прямої становить 45° , то очевидно, що масштаби горизонтальної і вертикальної шкал змінної B будуть однакові. Горизонтальна шкала змінної B при використанні номограми при цьому виявляється непотрібною і в кінцевому варіанті може не викреслюватись.

В другому (середньому) квадранті будуємо номограму рівняння (6.42). На вертикальній лівій осі отримуємо перенесену шкалу змінної B (позначення шкали на осі не показано), а на осі абсцис – шкалу змінної A . Серія кривих на номограмі відповідає різним значенням параметра d_o . За допомогою пунктирної направляючої прямої горизонтальну шкалу змінної A переносимо на ліву вертикальну шкалу.

В третьому (правому) квадранті будуємо номограму рівняння (6.41). Ліва вертикальна вісь відповідає перенесеній з середнього квадранта шкалі змінної A . Вісь абсцис відповідає шкалі змінної d_{pn} , а серія кривих побудована для різних значень параметра e . Враховуючи, що направляюча пряма побудована під кутом, більшим 45° до горизонталі, перенесена шкала d_{pn} має більший масштаб, ніж горизонтальна, що дозволяє збільшити точність використання номограм.

На рисунку 6.5 приведений приклад використання номограм для таких вихідних даних:

$$Q_p = 30 \text{ л / с} = 0,03 \text{ м}^3 / \text{с}; H_n = 3000 \text{ м}; d_o = 0,008 \text{ м}; e = 0,8.$$

Визначення змінної d_{pn} здійснюємо в наступній послідовності:

1) Проводимо горизонтальну пряму через ліву вертикальну шкалу з поміткою $Q_p = 30 \times 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$ до перетину з кривою, що відповідає параметру $H_n = 3000 \text{ м}$ (точка 1).

2) З точки, отриманої на даній кривій, проводимо вертикальну пряму до перетину з пунктирною направляючою прямою і отримуємо точку 2.

3) З точки 2 проводимо горизонтальну пряму до перетину з кривою середнього квадранта, що відповідає параметру $d_o = 8 \text{ мм}$ (точка 3).

4) Через точку 3 проводимо вертикаль до перетину з направляючою пунктирною лінією і отримуємо точку 4.

5) Через точку 4 проводимо горизонталь до перетину з кривою на правому квадранті, що відповідає параметру $e = 0,8$ і отримуємо точку 5.

6) Через точку 5 проводимо вертикаль до перетину з направляючою пунктирною лінією і отримуємо точку 6.

7) Через точку 6 проводимо горизонталь до перетину з крайньою вертикальною віссю зі шкалою d_{pn} . Для заданих відповідно до прикладу вихідних даних на шкалі d_{pn} отримаємо відповідь: $d_{pn} = 0,014$ м.

Враховуючи, що рівняння (4.84), (4.85) є одними з форм запису рівняння (4.86) отримана номограма крім розв'язку основної задачі (визначення d_{pn}) дозволяє здійснювати розв'язок зворотної задачі, і зокрема, визначити робочу витрату Q_{pmax} та глибину розміщення струминного насоса H_{pmin} .

6.2 Обґрунтування схеми закрутки потоку в свердловинних ежекційних системах

Схема закрутки потоку в свердловинних струминних насосах визначається конструкцією ежекційної системи та режимом руху рідини в її елементах.

Режим руху рідини в елементах ежекційної системи і величина числа Рейнольдса Re є визначальним фактором у виборі схеми закрутки потоку. Експериментальними дослідженнями встановлено, що максимальна ефективність закрутки потоку відповідає малим значенням числа Рейнольдса, величина яких не перевищує 10^4 . При експлуатації ежекційних систем для буріння такий режим може бути реалізований при використанні пристроїв, що складаються з декількох паралельно під'єднаних струминних насосів. Зокрема, паралельне з'єднання струминних насосів використовується в конструкціях ежекційних систем всмоктувального, нагнітального та нагнітально-всмоктувального типу. При застосуванні пакерних і двотрубних ежекційних систем для нафтовилучення найбільш ефективний режим закрутки може бути реалізований при видобуванні високов'язких нафт. При застосуванні комбінованих ежекційних систем діапазон зміни продуктивності зануреного силового приводу дозволяє забезпечити оптимальний режим руху нафти в робочій насадці струминного насоса. Закрутка потоку може застосовуватись для всіх відомих схем ежекційних систем, які застосовують при нафтовидобуванні: двотрубних, пакерних та комбінованих із зануреним силовим приводом у вигляді відцентрового або штангового насосів.

Наявність елементів для закрутки потоку створює додатковий гідравлічний опір в лініях, що з'єднують струминний насос з гідравлічною системою свердловини. Гідравлічні втрати, викликані наявністю елементів для закрутки потоку, додаються до вже існуючих втрат в даній гідравлічній лінії. Елементи для закрутки потоку, таким чином, треба встановлювати в гідравлічних лініях, які містять мінімальну кількість місцевих гідравлічних опорів.

Визначення місця встановлення елементів для закрутки потоку, отже, вимагає попереднього аналізу конструкцій свердловинних ежекційних систем.

В процесі аналізу конструкцій струминних насосів встановлені [51] типи та місця зосередження гідравлічних опорів для найбільш поширених ежекційних систем, які використовують під час буріння та експлуатації свердловин (таблиця 6.1). Конструкції ежекційних систем та вибір схеми закрутки потоку приведені на рисунку 6.6.

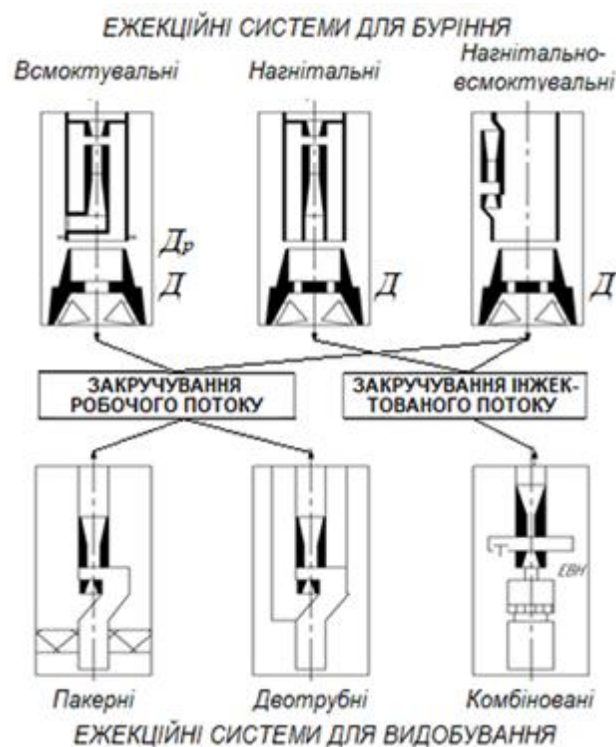


Рисунок 6.6 – Вибір схеми закрутки потоку в свердловинних ежекційних системах

В процесі обґрунтування схеми закрутки потоку враховуємо, що ежекційні системи для буріння містять замкнений контур привибійної циркуляції промивальної рідини, до складу якого входять дроселюючі елементи D_p та насадки промивальної системи долота D . Наявність напірної лінії у вигляді гідравлічного

каналу затрубного простору для систем із замкненим контуром циркуляції не впливає на режим роботи струминного насоса. На відміну від систем із замкненим привибійним контуром циркуляції режим роботи ежекційного обладнання, яке використовують для видобування нафти залежить від гідравлічних втрат в напірній лінії струминного насоса D_n (виконаної, як правило, у вигляді гідравлічного каналу НКТ) та продуктивному горизонті D_{nl} .

Таблиця 6.1 – Наявність гідравлічних опорів в окремих типах свердловинних ежекційних систем

Тип ежекційної системи	Всмоктувальна лінія	Нагнітальна лінія
Всмоктувальна	D_p, D	–
Нагнітальна	–	D
Нагнітально-всмоктувальна	–	–
Пакерна	D_{nl}	D_n
Двотрубна	D_{nl}	D_n
Комбінована	–	D_n

В таблиці 6.1 позначено: D_p, D, D_{nl}, D_n – гідравлічні опори, утворені дроселюючими елементами, насадками долота, порами пласта та напірною лінією.

Особливістю конструкції комбінованої ежекційної системи є підсмоктування інжектованої рідини із зменшеною (внаслідок наявності розчиненого газу) густиною. В граничному випадку підсмоктується виключно газова фаза інжектованого середовища. Враховуючи, що густина потоку безпосередньо впливає на величину гідравлічних втрат в опорах для даного типу ежекційної системи можна рекомендувати закрутку інжектованого потоку.

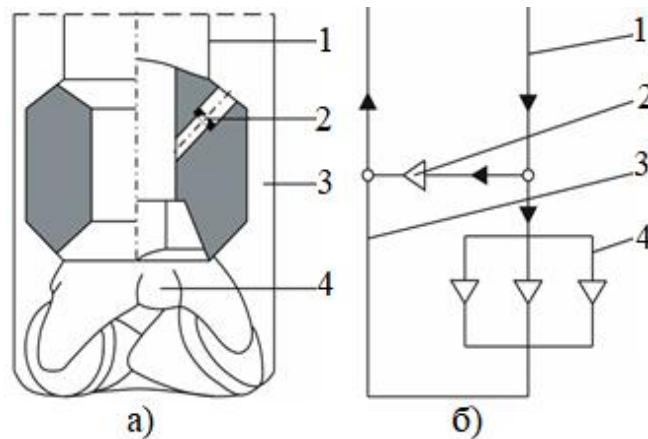
6.3 Розробка перспективних конструкцій свердловинних ежекційних систем

6.3.1 Наддолотна ежекційна система з вихровою насадкою

Наддолотна ежекційна система з вихровою насадкою призначена для збереження природної проникності продуктивного горизонту під час його первинного розкриття, а також для буріння в умовах аномально низького пластового тиску.

При експлуатації наддолотних вихрових пристроїв частина промивної рідини спрямовується на вихрову насадку [110], створюючи в кільцевому просторі над

долотом область низького тиску, а частина надходить на промивні насадки долота і вибій свердловини (рисунок 6.7). Зниження витрати промивної рідини на вибої внаслідок подачі її частини на вихрову насадку знижує ефективність видалення вибуреної породи, призводить до її повторного подрібнення, зниження довговічності долота та швидкості проходки.

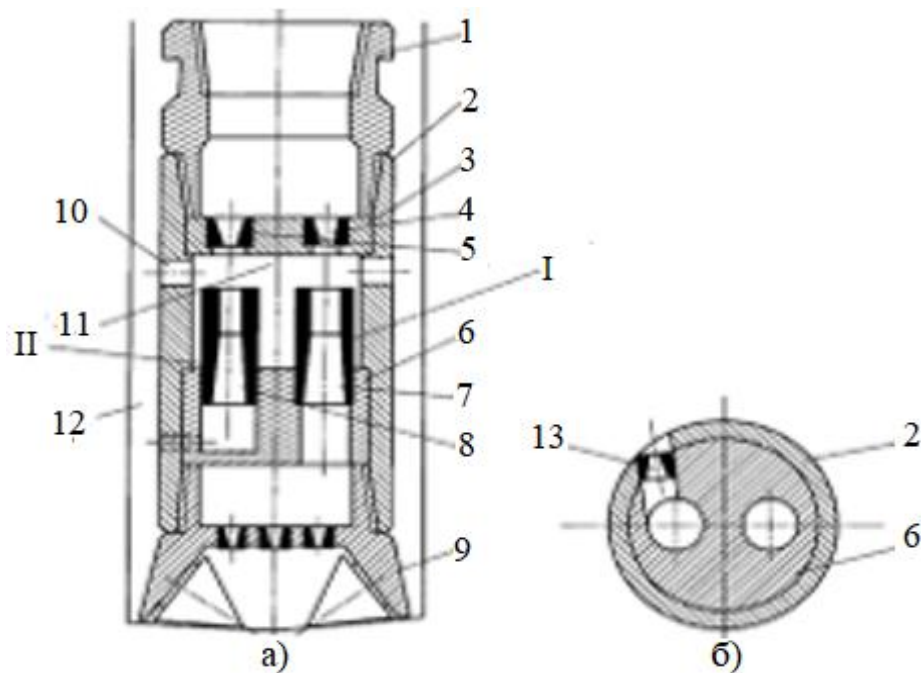


1 – бурильна колона, 2 – вихрова насадка, 3 – затрубний простір, 4 – промивні насадки долота

Рисунок 6.7 – Вихровий наддолотний пристрій: а) принципова схема; б) гідравлічна схема

Спільне вихроежекційне наддолотне компонування, яке забезпечує створення вихрової області в наддолотній області без зниження витрати промивної рідини на вибої, показане на рисунку 6.8 [55], [194]. Пристрій складається (рисунок 6.8) [55], [194] з розміщеного в нижній частині колони бурильних труб верхнього перехідника 1, наддолотного перехідника 2, в якому розміщені верхня основа 3 з робочими соплами Вентурі 4, 5 і нижня основа 6 з камерами змішування та дифузорами 7, 8. Робоче сопло Вентурі 4 і камера змішування з дифузором 7 утворюють струминний насос I, а робоче сопло Вентурі 5 і камера змішування з дифузором 8 – струминний насос II. У нижній частині наддолотного перехідника 2 розміщено долото 9. Наддолотний перехідник містить 2 радіальні отвори 10, що з'єднують приймальну камеру 11 струминних насосів I, II з каналом затрубного простору 12. Робочі сопла Вентурі 4, 5 струминних насосів I, II сполучаються з порожниною верхнього перехідника 1 і каналом бурильної колони. Дифузор 7 струминного насоса I з'єднується з промивною системою долота 9, а дифузор 8

струминного насоса II – з вихровою насадкою 13 і каналом затрубного простору 12. Камера змішування з дифузором 8 струминного насоса II має менший діаметр порівняно з камерою змішування з дифузором 7 струминного насоса I [55], [194].



1 – верхній перехідник; 2 – наддолотний перехідник; 3, 6 – верхня та нижня основи; 4, 5 – робочі насадки; 7, 8 – камери змішування з дифузорами; 9 – долото; 10 – радіальні отвори; 11 – приймальна камера; 12 – канал затрубного простору; 13 – вихрова насадка

I – низьконапірний струминний насос, II – високонапірний струминний насос

Рисунок 6.8 – Конструкція пристрою для буріння (а) та вихрової насадки (б) [55]

Співвідношення діаметрів камери змішування і робочої насадки визначає величину напору, створюваного ежекційною системою: струминний насос I є низьконапірним, а струминний насос II – високонапірним [55].

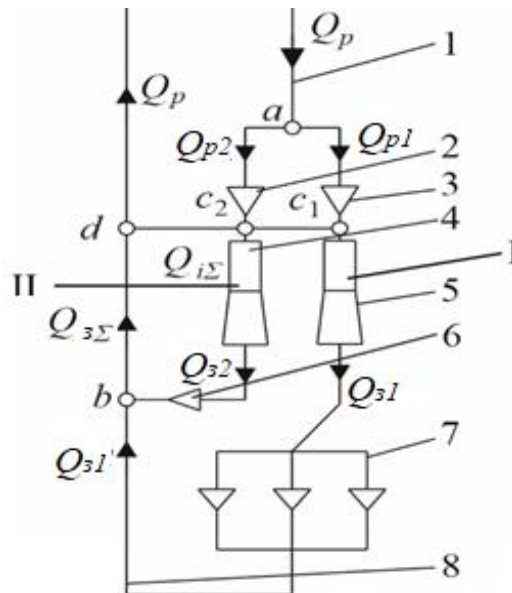
Потік промивної рідини з витратою Q_p по каналу бурильної колони надходить в порожнину верхнього перехідника 1, де відбувається його поділ. Частина потоку проходить робочу насадку 4, приймальну камеру 11, камеру змішування з дифузором 7 низьконапірного струминного насоса I, промивні насадки долота 9 і виходить в канал затрубного простору 12 і наддолотний простір, а частина – проходить робочу насадку 5, камеру змішування з дифузором 8 високонапірного струминного насоса II, вихрову насадку 13 і виходить у затрубний

простір 12. У затрубному просторі 12 відбувається з'єднання потоків, які виходять з дифузоров 7, 8 струминних насосів I, II. В каналі затрубного простору 12 на рівні входу в радіальні канали 10 відбувається поділ сумарного потоку. Частина потоку з витратою Q_p рухається у висхідному напрямку [55] по каналу затрубного простору 12 до гирла свердловини, а частина з витратою $Q_{i\alpha}$ формує сумарний інжектований потік струминних насосів I, II, і надходить у приймальну камеру 11. Рух інжектowanego потоку зумовлений утворенням в приймальній камері області низького тиску внаслідок високої швидкості витікання промивної рідини з насадок 4, 5. Внаслідок зміщення осі вихрового сопла Вентурі 13 в приви́бійній зоні свердловини утворюється вихрова течія, яка є причиною виникнення області низького тиску на вибої [55].

Низьконапірний струминний насос I за рахунок всмоктування інжектowanego потоку збільшує витрату промивної рідини в промивній системі долота 9 і на вибої свердловини, внаслідок чого зберігається необхідна інтенсивність його промивання після спрямування частини загального потоку з витратою Q_p на робочу насадку 5 струминного насоса I. Висконапірний насос II збільшує витрату промивної рідини, яка прямує на вихрову насадку 13, внаслідок чого зростає величина зниження тиску на вибої свердловини. Площа вихрової насадки 13 менша сумарної площі промивних насадок долота 9, внаслідок чого струминний насос II працює в умовах більшого гідравлічного навантаження та менших значень коефіцієнта ежекції. Виконання струминного насоса II висконапірним дозволяє при роботі в умовах менших значень коефіцієнта інжекції зберегти оптимальний режим експлуатації та необхідне значення загального коефіцієнта корисної дії ежекційної системи [55].

Гідравлічна система пристрою представлена системою замкнених контурів приви́бійної циркуляції промивального розчину (рисунок 6.9): ac_1bc_2a , c_2bdc_2 . В точці «a» відбувається поділ потоку промивальної рідини з витратою Q_p , який подається в свердловину буровим насосом: $Q_p = Q_{p1} + Q_{p2}$. Потік промивального розчину з витратою Q_{p1} надходить на низьконапірний струминний насос I, а потік

промивального розчину з витратою Q_{p2} – на високонапірний струминний насос II. Змішаний потік, що створюється струминним насосом I з витратою Q_{31} , надходить на промивні насадки долота, а змішаний потік струминного насоса II з витратою Q_{32} – на вихрову насадку. У точці «b» відбувається з'єднання змішаних потоків $Q_{3\dot{a}} = Q_{31} + Q_{32}$ і сумарний змішаний потік з витратою $Q_{3\Sigma}$ рухається кільцевим каналом bd . В точці «d» відбувається поділ сумарного змішаного потоку: $Q_{3\dot{a}} = Q_{i\dot{a}} + Q_p$. Частина потоку з витратою Q_p по каналу затрубного простору рухається у висхідному напрямку [55], а частина з витратою $Q_{i\dot{a}}$ формує сумарний інжектований потік (рисунок 6.9).



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – робоча насадка високонапірного струминного насоса; 3 – робоча насадка низьконапірного струминного насоса; 4 – камера змішування з дифузorzом високонапірного струминного насоса; 5 – камера змішування з дифузorzом низьконапірного струминного насоса; 6 – вихрова насадка; 7 – насадки промивної системи долота

Рисунок 6.9 – Гідравлічна схема пристрою для буріння свердловин [55]

У процесі аналізу розподілу потоків у приви́бійних контурах циркуляції промивального розчину вважаємо, що поглинання та флюїдопрояви у свердловині відсутні, тобто має місце баланс потоку промивальної рідини в насосно-циркуляційній системі. Це дозволяє застосовувати при проведенні розрахунків основні рівняння гідродинаміки, та суттєво спрощує розрахункові процедури.

Зростання витрати та зниження тиску на вибої підвищує ефективність буріння нафтових та газових свердловин [55].

6.3.2 Нафтовий струминний насос

Нафтовий струминний насос призначений для підвищення ефективності використання гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин.

Нафтовий струминний насос [56] складається з експлуатаційної 1 та підйомної 2 колони з вікнами для підведення активного потоку 3 (рисунок 6.10). Експлуатаційна 1 та підйомна 2 колони утворюють кільцевий канал 4. В колоні 2 встановлений рухомий в обертотому напрямку струминний насос 5 з розміщеними на його зовнішній поверхні нижче рівня вікон 3 похилими лопатками 6.

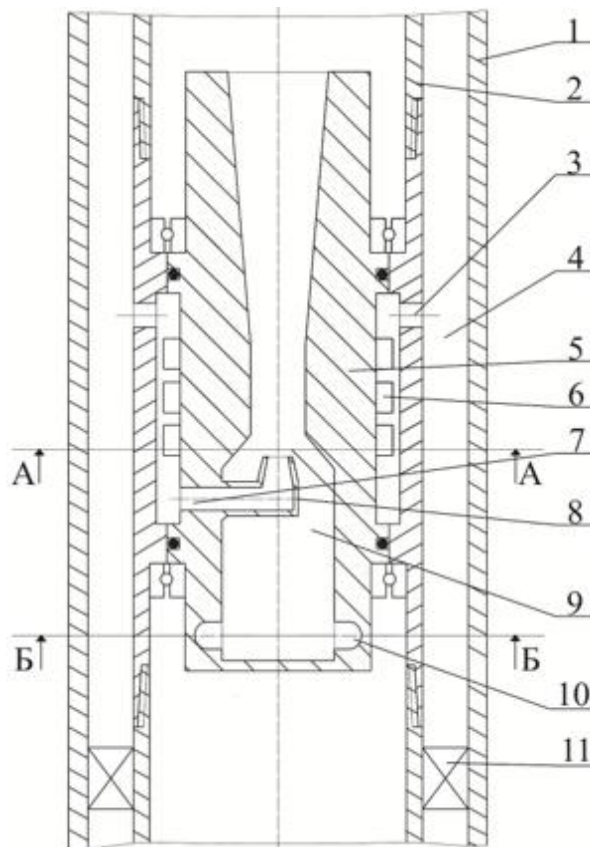


Рисунок 6.10 – Схема нафтового струминного насоса

Нижня частина струминного насоса містить радіальний канал 7, сопло Вентурі 8 та канал підведення пасивного потоку 9, який сполучається з продуктивним горизонтом, з розміщеними в його нижній частині тангенціальними каналами 10. Вихідні осьові отвори тангенціальних каналів 10 сполучаються з камерою змішування, а вхідні радіальні отвори – з продуктивним горизонтом та

спрямовані в напрямку обертання насоса. В нижній частині установки між експлуатаційною 1 та підйомною 2 колонами встановлений пакер 11.

При використанні удосконаленої конструкції нафтового струминного насоса потік активної рідини прямує від поверхневого насосного агрегата по гідравлічному каналу 4 і через радіальні вікна 3 надходить в кільцевий простір утворений зовнішньою поверхнею струминного насоса 5 і внутрішньою поверхнею підйомної колони 2 і через радіальний канал 7 прямує на сопло 8. Внаслідок взаємодії активного потоку з похилими лопатками 6 здійснюється обертання струминного насоса 5 (рисунок 6.11).

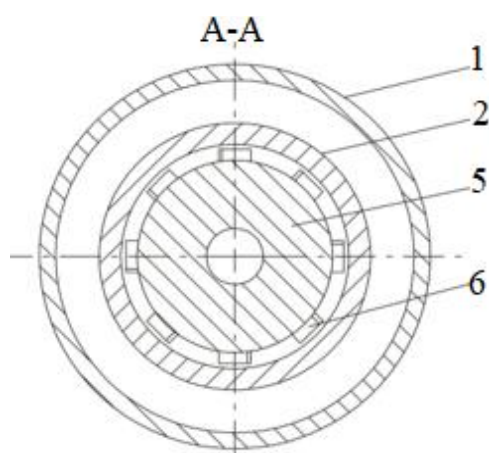


Рисунок 6.11 – Розміщення лопаток для обертання струминного насоса (розріз А-А рисунка 6.10)

Обертальний рух струминного насоса за допомогою розміщених в нижній частині каналу 9 тангенціальних каналів 10 передається пасивному потоку (рисунок 6.12).

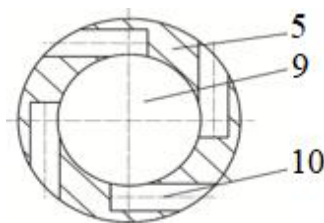


Рисунок 6.12 – Тангенціальні канали для закручування інжектowanego потоку

Активний потік з високою швидкістю виходить з сопла 8 і на вході в камеру змішування створюється зона низького тиску, яка забезпечує підсмоктування пластової рідини через канал 9. В камері змішування струминного насоса 5 відбувається вирівнювання профілів швидкостей активного та пасивного потоків, після чого має місце відновлення тиску в дифузорі і змішаний потік по каналу

підйомної колони 2 прямує на устя свердловини. Внаслідок обертання активного та пасивного середовища на вході в камеру змішування утворюється гвинтовий потік. В процесі обміну енергіями частинки активного та пасивного потоку рухаються за гвинтовими траєкторіями, внаслідок чого зростає довжина шляху перемішування та ефективність процесу вирівнювання профілів швидкостей. Крім того, гвинтовий рух змішуваних потоків викликає появу відцентрових сил, дія яких інтенсифікує переміщення рідини в радіальному і осьовому напрямках та підвищує ефективність процесу змішування, внаслідок чого зростає ККД струминного насоса. За рахунок розміщення вхідних отворів тангенціальних каналів 10 в напрямку обертання струминного насоса інжектований потік отримує додатковий швидкісний напір. При цьому зменшується різниця тисків робочого та інжектowanego потоку, знижується інтенсивність вихроутворень та покращуються енергетичні характеристики струминного насоса.

Зростання ККД свердловинної струминної насосної установки дозволяє зменшити собівартість нафтовидобутку та покращити техніко-економічні показники експлуатації свердловин.

6.3.3 Свердловинна насосна установка для промивання піскових пробок

Свердловинна насосна установка призначена для підвищення ефективності проведення підземного ремонту свердловин і, зокрема, промивання піскових пробок після реалізації процесу гідророзриву та на пізніх стадіях експлуатації родовищ.

Недоліком відомої конструкції установки для промивання піскових пробок є значна витрата робочої промивальної рідини, створювана поверхневим насосним агрегатом, необхідна для одночасного руйнування піскової пробки та видалення рідиннопіщаної суміші [96]. При цьому зростає вартість процесу очищення вибою та зменшується техніко-економічна ефективність проведення підземного ремонту свердловин.

Свердловинна насосна установка складається з встановленого на колоні насосно-компресорних труб 1 за допомогою перехідника 2 струминного насоса, що включає корпус 3, верхню основу 4, дифузор 5, камеру змішування 6, осьовий

промивальний патрубок 7, робочу насадку 8 та нижню основу 9 з радіальним каналом підведення робочого потоку 10 та осьовим каналом підведення інжектованого потоку 11 (рисунок 6.13).

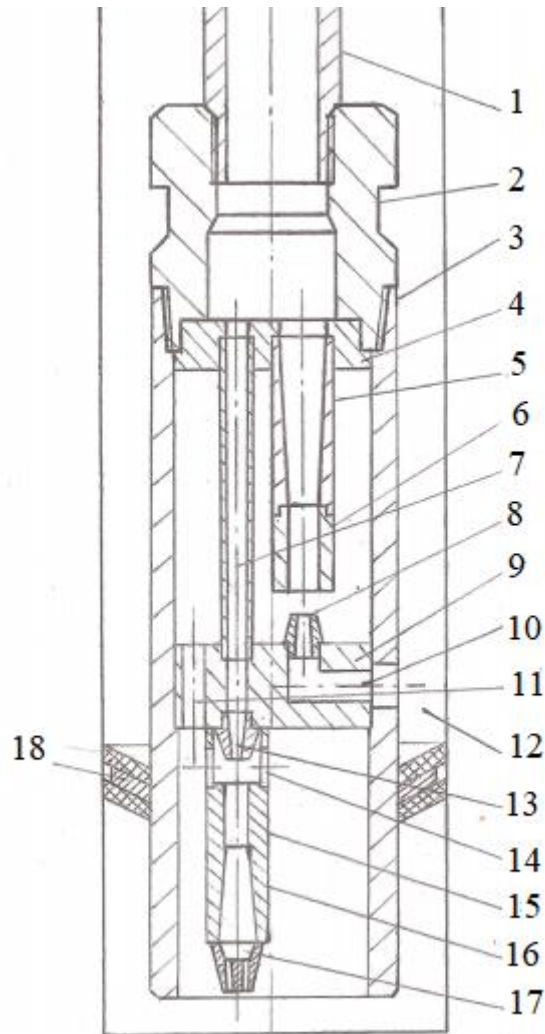


Рисунок 6.13 – Свердловинна насосна установка для промивання піскових пробок

Дифузор 5 струминного насоса з'єднаний з порожниною переходника 2, каналом насосно-компресорних труб 1 та верхньою частиною осьового промивального патрубку 7. Камера змішування 6 струминного насоса за допомогою осьового каналу підведення інжектованого потоку 11 сполучається з розміщеною нижче рівня встановлення нижньої основи 9 підпакерною областю, а робоча насадка 8 – з радіальним каналом підведення робочого потоку 10 та каналом затрубного простору 12.

В підпакерній зоні пристрою встановлений промивальний струминний насос, що включає робочу насадку 13, приймальну камеру з радіальними отворами 14, камеру змішування 15, дифузор 16 та промивальну насадку 17. В нижній частині

корпуса 3 встановлений пакер у вигляді ущільнювальних елементів 18. Робоча насадка 13 промивального струминного насоса сполучається з промивальним патрубком 7, камера змішування 15 – з радіальними отворами 14 та підпакерною областю, а дифузор 16 – з промивальною насадкою 17. Промивальна насадка 17 може бути виконана у вигляді встановленої з можливістю обертання промивальної форсунки, яка містить тангенціальні промивальні канали.

При використанні запропонованої конструкції пристрою робочий потік по каналу затрубного простору 12 і радіальному каналу 10 надходить на робочу насадку 8 струминного насоса. Під дією тиску, створюваного робочим потоком, відбувається деформація ущільнювальних елементів 18 та герметизація розміщеної нижче радіального каналу 10 ділянки затрубного простору 12. Внаслідок високої швидкості витікання робочої рідини у вихідному перерізі робочої насадки 8 виникає область низького тиску та створюються умови для підсмоктування промивальної рідини з підпакерної зони через канал підведення інжектowanego потоку 11. В камері змішування 6 відбувається вирівнювання профіля швидкостей робочого та інжектowanego потоку. Після відновлення тиску в дифузорі 5 змішаний потік надходить в порожнину перехідника 2, де відбувається його поділ: частина промивальної рідини, витрата якої дорівнює витраті робочого потоку, по каналу насосно-компресорних труб 1 прямує до устя свердловини, а частина з витратою, що дорівнює витраті інжектowanego потоку, надходить в осьовий промивальний патрубок 7, і через робочу насадку 13, камеру змішування 15, дифузор 16 промивального струминного насоса та промивальну насадку 17 спрямовується в підпакерну область. У вихідному перерізі робочої насадки 13 промивального струминного насоса створюється область низького тиску, внаслідок чого в приймальну камеру насоса надходить додаткова кількість промивальної рідини. При цьому витрата потоку у вихідному перерізі дифузора 16 та в гідравлічних каналах промивальної насадки 17 перевищує витрату робочого потоку, що надходить на робочу насадку 13 промивального струминного насоса. Під дією високошвидкісних струменів з промивальної насадки 17 відбувається розмивання піскової пробки і рідинно-піщана суміш через канал підведення інжектowanego

поток 11, камеру змішування 6, дифузор 5, порожнину перехідника 2 та канал насосно-компресорних труб 1 надходить на поверхню. Наявність розміщеного в підпакерній зоні промивального струминного насоса створює додатковий замкнений контур циркуляції промивальної рідини, дозволяє інтенсифікувати процес розмивання піскової пробки та зменшити тривалість операції очищення свердловини.

Зниження необхідної кількості промивальної рідини, яка спрямовується в свердловину наземним насосним агрегатом, дозволяє зменшити вартість ліквідації піскових корків та підвищити техніко-економічні показники проведення підземного ремонту та експлуатації свердловин.

6.4 Розроблення комп'ютерних моделей робочого процесу свердловинних струминних насосів

6.4.1 Визначення раціональних областей застосування комп'ютерних моделей свердловинних струминних насосів

Необхідність впровадження автоматизованого контролю та регулювання режиму роботи свердловинних струминних насосів зумовлює необхідність зростання обсягів використання числових досліджень та імітаційних комп'ютерних програм-симуляторів. Використання для числового дослідження програм-симуляторів передбачає створення масиву вихідних даних у вигляді тисків робочого, інжектowanego та змішаного потоків, витрат змішуваних потоків, їх фізичних властивостей та характеристик продуктивного горизонту, геометричних розмірів елементів ежекційної системи, конструкції свердловини, схеми використання струминного насоса та особливостей технологічного процесу, що реалізується [64], [66]. Основні етапи автоматизованого контролю параметрів виробничих процесів представлені на розробленій автором схемі класифікації технологій управління інформаційними потоками в нафтогазовій галузі [63]. Застосування числового дослідження та комп'ютерних програм-симуляторів відповідно до представленої схеми здійснюється на стадії оброблення отриманої інформації. Числове моделювання робочого процесу нафтогазових машин і, зокрема, свердловинних струминних насосів є складовим елементом технології

великих даних, яка є потужним інструментом підвищення ефективності використання ежекційних систем.

Проаналізуємо області використання числового дослідження та імітаційних симуляторів, які є складовими елементами четвертої промислової революції та спеціально створених прикладних програм для автоматизації процесів проектування конструкцій і режимів експлуатації нафтогазового обладнання [64].

Додатки SolidWorks використовують попередньо створену геометричну модель для формування розрахункової моделі. Теоретичною основою додатків SolidWorks є метод скінченних елементів. Фізичні процеси, які характеризують напружено-деформований стан твердих тіл, рух та теплообмін газорідного середовища моделюються використанням рівнянь теорії пружності та гідрогазодинаміки (зокрема рівнянь Нав'є-Стокса). Програма дозволяє моделювати робочий процес конструкцій нафтогазового обладнання значної складності. Перевагою використання даної програми є можливість моделювання гідромеханічних зв'язків елементів нафтогазового обладнання без необхідності залучення попередньо створеного математичного опису його робочого процесу. У випадку дослідження впливу конструкторських та експлуатаційних факторів (кількість яких може складати тисячі та десятки тисяч) на характеристики нафтогазового обладнання кожна одинична зміна конфігурації його елементів або параметрів експлуатації вимагає уточнення геометричної та сіткової моделі і граничних умов її використання. Програма SolidWorks є однією з найбільш поширених в навчальних закладах, що пов'язано з низькою вартістю ліцензії на стандартну версію та наданням безкоштовних навчальних версій

Програма Ansys Workbench у порівнянні з SolidWorks забезпечує більш якісну побудову сіткової моделі, яка значною мірою визначає точність розрахунків [64]. Програма SolidWorks, однак, має переваги при формуванні геометричних моделей та побудові креслень деталей та вузлів нафтогазового обладнання. Обидві програми засновані на використанні для розв'язку алгоритмів методу скінченних елементів, що визначає подібність логіки реалізації розрахункових процедур. Програма Ansys Workbench підтримує більшу кількість систем вимірів та

підтримуваних форматів файлів, що застосовуються в програмному середовищі. Зважаючи на особливості застосування даних продуктів програму SolidWorks більш ефективно застосовувати при реалізації інженерних розрахунків, а програму Ansys Workbench – для проведення наукових досліджень. Комплекс програмних продуктів Ansys Workbench може бути об'єднаний з програмою SolidWorks в єдине розрахунково-проектувальне рідинне середовище. Побудова геометричних моделей при цьому може здійснюватись у середовищі SolidWorks, а скінченно-елементні розрахунки – в програмі ANSYS [64].

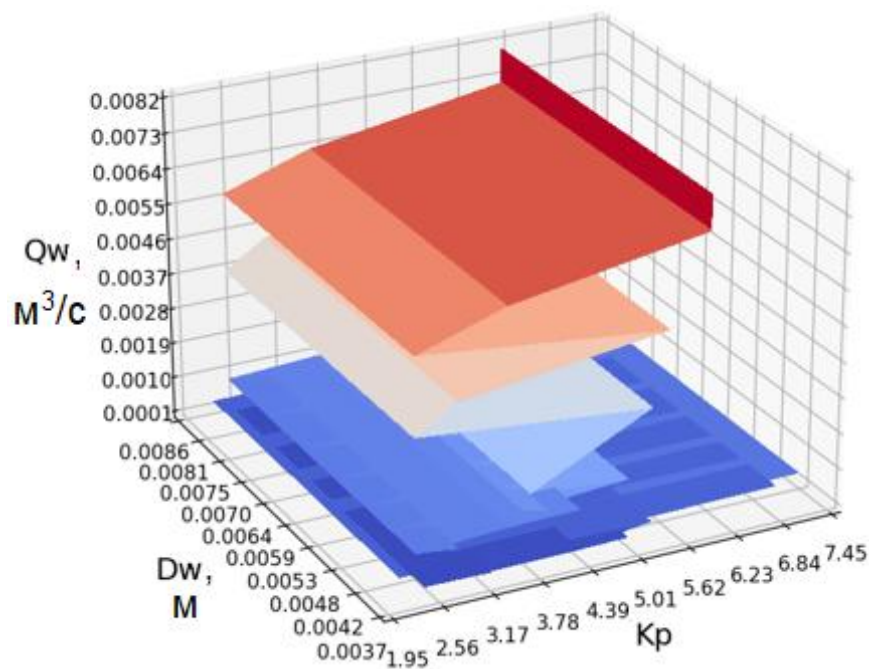


Рисунок 6.14 – Графічна 3D залежність робочої витрати від діаметра робочої насадки та значення основного геометричного параметра струминного насоса

Q_w – витрата робочого потоку; D_w – діаметр робочої насадки; K_p – співвідношення площ перерізів камери змішування та робочої насадки [64]

За необхідності використання об'ємних масивів вихідних даних, що створюють значну кількість можливих комбінацій, кожна з яких потребує виконання окремих розрахункових операцій, доцільно застосовувати спеціальні прикладні програми [64].

Для створення таких програм, зазвичай, застосовують високорівневі мови програмування і, зокрема, мову програмування Python. Найбільш ефективним є використання таких програм в задачах оптимізації робочого процесу

нафтогазового обладнання на основі вибору оптимальних співвідношень конструкторських та режимних параметрів нафтогазових машин [64]. Наприклад, алгоритм автоматизованого проектування [188] конструкції свердловинного нафтового струминного насоса у вигляді чотирьох послідовних структурних елементів, об'єднаних спільним критеріальним параметром оптимізації забезпечує максимальну енергетичну ефективність експлуатації ежекційної системи. Для визначення максимальних значень коефіцієнта корисної дії струминного насоса використано стандартизовані типорозмірні ряди геометричних розмірів елементів проточної частини свердловинного струминного насоса та конструкцій наземних насосних агрегатів, розроблені провідною в галузі застосування нафтогазових ежекційних технологій компанією Kobe (США) (рисунок 6.14) [64].

Таким чином, переваги застосування числового дослідження та імітаційних програм-симуляторів найбільш повно реалізуються у випадку, коли відсутній математичний опис робочого процесу нафтогазової машини, а кількість розрахункових операцій є незначною. За наявності розрахункового алгоритму та необхідності залучення численних масивів вихідних даних, аналіз яких передбачає виконання значної кількості розрахункових процедур, необхідно надавати перевагу спеціально створеним прикладним програмам вузькоспрямованого призначення [64].

6.4.2 Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса

Гідродинамічне моделювання струминного насоса з використанням числових методів оптимізації [66] є одним з найпоширеніших методів аналізу [168], [250] для отримання оптимальних режимів роботи ежекційної системи. Числове дослідження з використанням прикладних CAD-програм до складу яких входять SolidWork та ANSYS [178] суттєво скоротило витрати часу на проведення чисельного аналізу роботи ежектора. Числове дослідження розподілу потоків в проточній частині струминного насоса та інтенсивності розподілу ерозії [229] дозволили отримати раціональну геометрію струминних насосів що збільшило рентабельність їх використання у свердловині.

Проте значна кількість досліджень присвячених числовому моделюванню гідродинамічної ерозії проточної частини струминного насоса, з недостатньою точністю відображає реальний характер зміни геометрії в процесі зношування через використання статичної розрахункової моделі. При цьому форма ежектора не зважаючи на вплив ерозійних часток залишається незмінною. Дана обставина нівелює вплив ерозії на геометричну модель проточної частини струминного насоса та не враховує змінний характер процесу зношування упродовж досліджуваного періоду експлуатації свердловинної ежекційної системи.

Метою числового дослідження є імітаційне моделювання ерозійних процесів в проточній частині свердловинного струминного насоса із врахуванням нерівномірного характеру гідроабразивного зношування його проточної частини на основі використання динамічної сіткової моделі із автоматично змінюваною геометрією та структурою [43], [50].

Аналіз процесів ерозії, які проходять в струминному насосі при роботі в свердловині, здійснювався з використанням програмного комплексу ANSYS, який дозволяє проводити гідродинамічні розрахунки три- та двовимірних моделей включаючи процеси гідродинамічної ерозії металів.

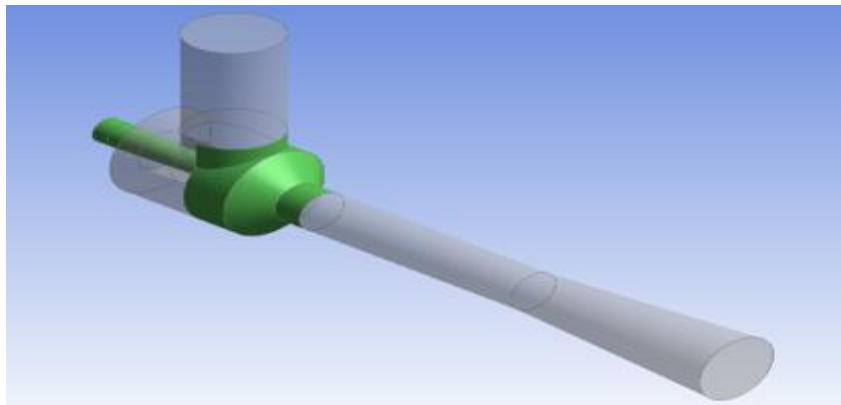


Рисунок 6.15 – Геометрія внутрішнього простору струминного насоса створена в редакторі DESIGN MODELER

Для проведення аналізу розподілу швидкостей за основу була взята тривимірна модель внутрішнього простору струминного насоса, який реально застосовується при реалізації процесів нафтогазовидобутку (рисунок 6.15).

Оскільки ерозія металу є стохастичним процесом, який потребує значного покращення сітки моделі, для отримання достовірних результатів було застосовано

метод віртуальної топології. Даний метод дозволяє поділити тривимірну модель на зв'язані сегменти, що призводить до якісного збільшення кількості елементів та підвищення точності розрахунку моделі за незначного збільшення його тривалості. Для реалізації методу віртуальної топології було використано внутрішній моделер програмного комплексу ANSYS (DESIGN MODELER), в якому області сопла Вентурі та камери змішування поділено на окремі сегменти. Ключовим процесом числового моделювання, який впливає на точність розрахунку, є створення якісної сітки моделі, для побудови якої було використано передову технологію розроблену компанією ANSYS MOSAIC Meshing. Технологія мозаїчної сітки забезпечує багатогранні зв'язки між різними типами сіток що прискорює процес її створення шляхом зменшення кількості граней та збільшення кількості елементів.

Побудова мозаїчної сітки здійснювалась з використанням модуля ANSYS FLUENT Meshing який є параметричним, з можливістю налаштування елементів геометрії та аналізом показників якості сіткової моделі (рисунок 6.16).

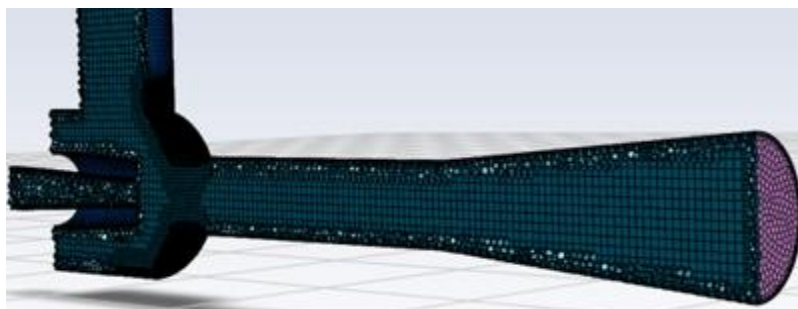


Рисунок 6.16 – Сіткова модель внутрішнього простору струминного насоса

Кількість елементів сітки складає – 985623, з яких близько 54 % припадають на області аналізу впливу гідродинамічної ерозії. Розмір елементів сітки становить: 0,1 мм для найменшого сегменту в області сопла Вентурі та камери об'єднання потоків та 5 мм для найбільших елементів сітки, які використовуються в області дифузора для зменшення часу розрахунку та оптимізації моделі. ANSYS MOSAIC Meshing та метод віртуальної топології дозволяє суттєво підвищити швидкість та якість розрахунку ерозії яка проходить на вказаних поверхнях, внаслідок різкого збільшення кількості елементів та оптимізації зв'язків між ними (рисунок 6.17).

Постановка задачі розрахунку, що є наступним кроком аналізу ерозійного впливу, здійснювалась з використанням модуля ANSYS FLUENT, який володіє

широкими можливостями гідравлічного числового моделювання, необхідними для моделювання руху потоку, його турбулентності, передачі реакцій.

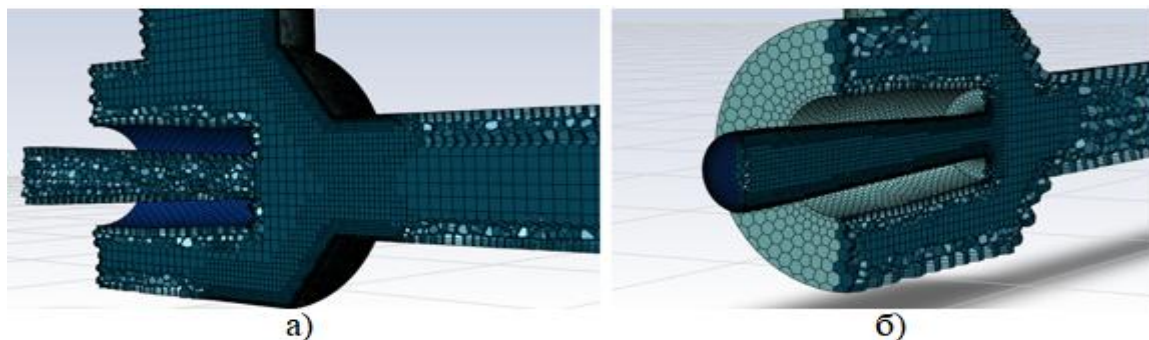


Рисунок 6.17 – Сіткова модель внутрішнього простору струминного насоса з покращенням сітки в області позиції: а) камери об'єднання потоків; б) насадки

Даний модуль інтегрований у версію ANSYS Workbench, що надає можливості передачі інформації між усіма основними системами автоматичного проектування (САПР). Для постановки задачі використовувались наступні умови моделі турбулентності:

- модель K-epsilon-realizable, яка є оптимальною для числового моделювання характеристик потоку для турбулентного режиму;
- додатково обрані моделі поведінки пристінних потоків: Standard wall functions, які найбільш широко використовуються при моделюванні промислових установок;
- тип рідини моделі: Water;
- матеріал стінок: Steel (сталь з густиною 7900 кг/м^3);
- матеріал твердих частинок, які надходять з потоком рідини: Sand (пісок з густиною 1400 кг/м^3 та середнім діаметром піщинки 0.5 мм).

Граничні умови моделі були обмежені представленими показниками:

- mass flow inlet – масова витрата робочого потоку (20 л/с) на вході в робочу насадку та інжектowanego потоку (10 л/с) на вході в камеру об'єднання потоків, коефіцієнт інжекції $i=0,5$;
- pressure outlet – тиск на виході з дифузора ($35,4 \text{ МПа}$);
- шорсткість матеріалу стінок – $0,0001 \text{ м}$.

Для отримання додаткової умови тиску шляхом переформатування рівняння безперервності потоку були прийняті схеми розрахунку «Coupled». В умові просторової дискретизації були обрані рівняння другого порядку для тиску,

визначення моменту та кінетичної енергії. Додатково було використано функцію «Pseudo transient», яка дозволяє збільшити імовірність знаходження розв'язання поставленої задачі шляхом поступового наближення та використовується лише для стаціонарного моделювання з вирішувачем задач заснованим на використанні величини тиску.

Для знаходження рішення використано 1500 ітерацій без врахування додаткових ітерацій, які застосовувались для проведення розрахунку гідродинамічної ерозії стінки.

Для проведення імітації ерозійного зношування стінки сопла та камери об'єднання потоків було використано модуль Discrete phase model з наступними параметрами:

- тип дискретної фази: Sand (пісок);
- витрата дискретної фази через площину входу робочого та інжектованого потоку становила 5 % по відношенню до загальної витрати.

Траєкторії частинок в умовах пульсації тиску побудовані з використанням функції «Particle tracking» та представлені на рисунку 6.18.

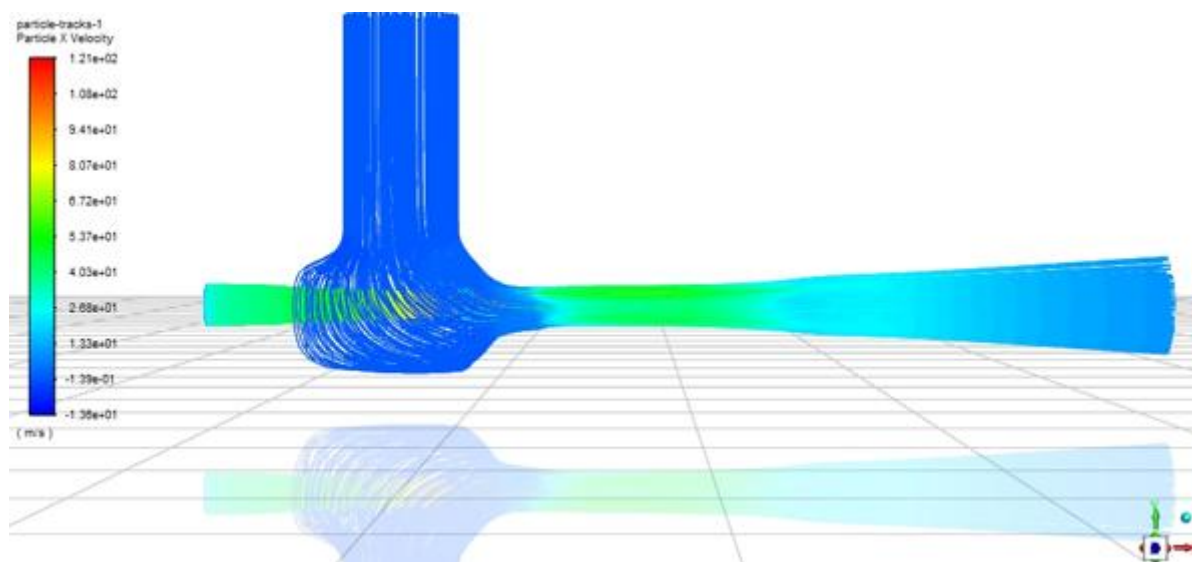


Рисунок 6.18 – Аналіз траєкторій та швидкості руху частинок

Додатково використано функцію «Erosion Dynamic Mesh», яка автоматично перебудовує геометрію під час кожного прорахунку впливу ерозії на стінку моделі, що дозволяє отримати реалістичні показники імітації ерозійного впливу упродовж 24 годин.

Отримання результатів параметричного числового моделювання здійснювалось з використанням програмного модуля Results, який дозволяє графічно відобразити результати числового моделювання та дає змогу відобразити контурні лінії або профілі, накладені на фізичну область.

Результати ерозійного впливу на сегмент камери об'єднання потоків представлені з використанням функції «Contur» (Діаграми профілю), яка для побудови поверхневої графічної залежності відображає контури, спроектовані з поверхні вздовж опорного вектору, на величину, пропорційну значенню деформації геометрії в кожній точці поверхні (рисунок 6.19).

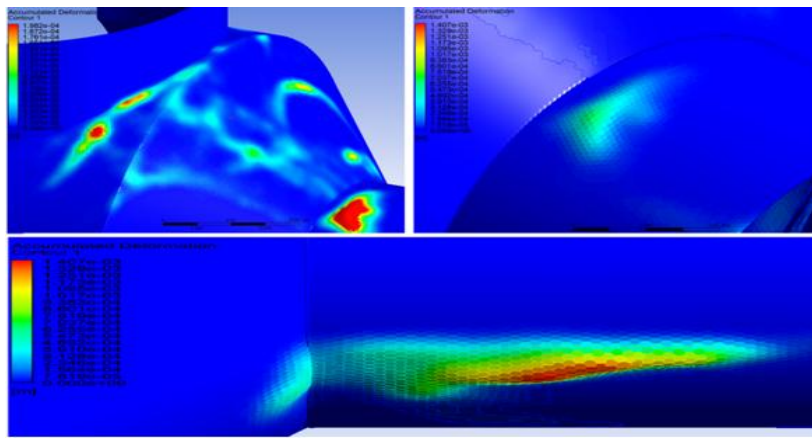


Рисунок 6.19 – Деформація геометрії камери об'єднання потоків внаслідок ерозійного впливу

Для аналізу впливу гідродинамічної ерозії на робочу насадку проведено перенесення тривимірної zdeформованої моделі з модуля Results у внутрішній редактор для прямого геометричного моделювання ANSYS Space Claim, використання якого дозволяє аналізувати та оптимізувати геометрію на різних етапах проектування. Шляхом накладання перенесеної STL геометрії на тривимірну модель струминного насоса отримано профіль робочого сопла Вентурі змінений під впливом ерозійного зношування (рисунок 6.20). Використання програмного комплексу ANSYS і методів оптимізації призведе до збільшення часу безвідмовної роботи виробів нафтогазового обладнання шляхом аналізу стохастичних процесів які впливають на початкову геометрію. При подальшому удосконаленні отримана система зможе розв'язувати багатокритеріальні задачі, включаючи безліч параметрів геометричної оптимізації з врахуванням значної

кількості шкідливих явищ, які мають місце при роботі нафтогазопромислового обладнання.

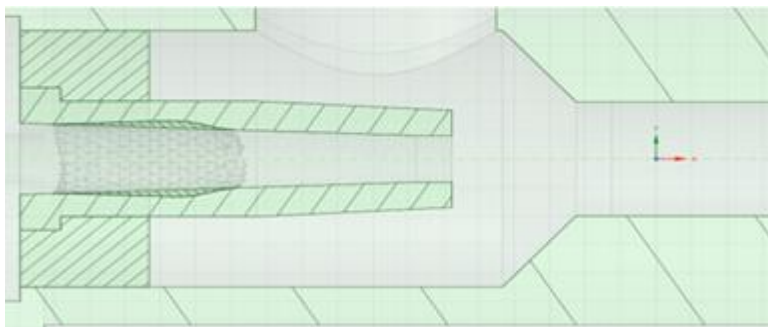


Рисунок 6.20 – Здеформований профіль робочої насадки виконаний в редакторі Space Claim

Проведене числове дослідження дозволяють визначити місця встановлення додаткових елементів захисту протидії гідроабразивній ерозії.

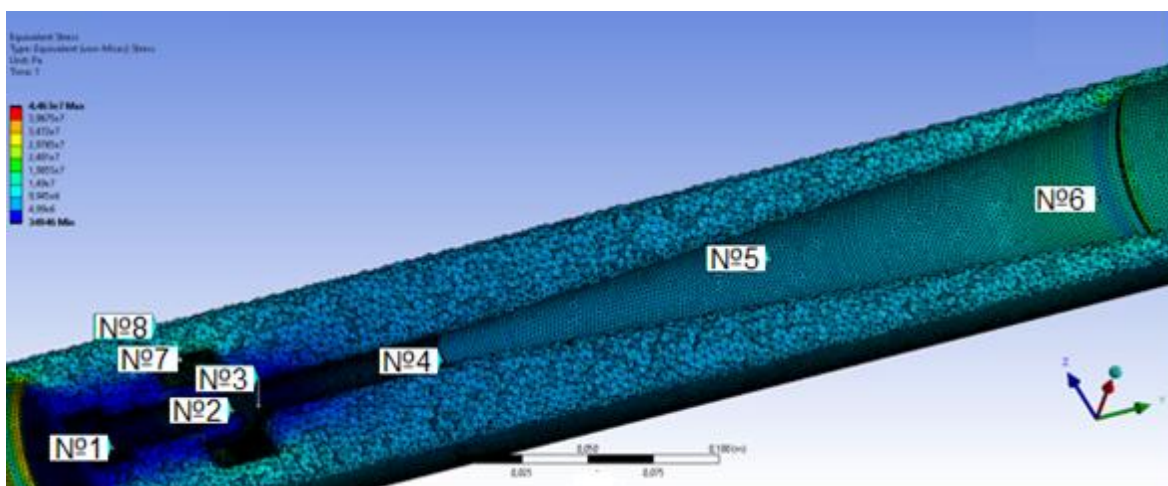


Рисунок 6.21 – Еквівалентні напруження в елементах струминного насоса

При числовому моделюванні взаємозв'язку між гідродинамічними та міцнісними характеристиками окремих елементів свердловинної ежекційної системи досліджено напружено-деформований стан елементів нафтового струминного насоса (6.21) [99], [101].

Проведене числове дослідження дало змогу встановити, що мінімальна величина тиску в проточній частині струминного насоса відповідає найбільшим напруженням в деталях струминного насоса. Найбільш навантаженими є приймальна камера та вихідна ділянка дифузора струминного насоса, а мінімальні еквівалентні напруження відповідають камері змішування струминного насоса. Робоча насадка та радіальний канал підведення робочого потоку сприймають

зусилля розтягу, а на приймальну камеру, камеру змішування та дифузор діють стискаючі напруження. Аналіз співвідношень фактичних та гранично допустимих за умови міцності напружень в деталях струминного насоса дозволяє зменшити товщину стінки та збільшити внутрішній діаметр корпусних елементів його проточної частини.

Значення еквівалентних напружень, визначені в характерних точках (рисунок 12) елементів струминного насоса, представлені в таблиці 6.2 [42].

Таблиця 6.2 – Еквівалентні напруження в характерних точках струминного насоса

Номер розрахункової точки	Місце розміщення розрахункової точки	Еквівалентні напруження, МПа
1	Вхідна ділянка робочої насадки	1,7747
2	Вихідна ділянка робочої насадки	0,842
3	На вході в камеру змішування	5,6825
4	На виході з камери змішування	5,9475
5	На середині дифузора	8,7433
6	На виході з дифузора	13,603
7	На внутрішній стінці приймальної камери	14,788
8	На зовнішній стінці приймальної камери	9,6919

При цьому забезпечується підвищення продуктивності струминного насоса та зменшується небезпека виникнення кавітаційного режиму його роботи для заданого типорозміру експлуатаційної колони та незмінного максимально допустимого зовнішнього діаметра струминного насоса. Значення еквівалентних напружень залежать також від інтенсивності пульсації тиску.

6.4.3 Моделювання наддолотної ежекційної системи з вихровою насадкою

В процесі числового моделювання досліджувався робочий процес вихрового ежекційного наддолотного пристрою, конструкція якого приведена в розділі 6.3.1 [193].

Аналітичне визначення зниження тиску та збільшення витрати на вибої свердловини передбачає розрахунок витрат в елементах ежекційної системи, режимних параметрів її експлуатації та характеристик вихрового поля, що генерується в свердловині.

В процесі аналізу характеру розподілу витрат в основному замкненому контурі ac_1bc_2a (рисунок 6.9) використовуємо метод електрогідродинамічних аналогій, відповідно до якого складаємо рівняння балансу витрат (6.44) для вузлової точки «а» і рівняння балансу витрат тиску (6.45) у паралельних ланках ac_1b і ac_2b .

$$\dot{Q}_a = 0 \text{ або } Q_p = Q_{p_1} + Q_{p_2}; \quad (6.44)$$

$$\dot{DP}(ac_1bc_2a) = 0 \text{ або } \dot{DP}(ac_1b) = \dot{DP}(ac_2b), \quad (6.45)$$

де $\dot{DP}(ac_1bc_2a)$ – перепад тиску в замкненому контурі ac_1bc_2a ;

$\dot{DP}(ac_1b)$, $\dot{DP}(ac_2b)$ – перепад тиску в паралельних ланках ac_1b і ac_2b .

Співвідношення витрат інжектowanego і робочого потоків ежекційної системи визначається спільним розв'язком рівнянь характеристик струминного насоса та гідравлічної системи, в якій він працює.

Перепад тиску у вихровій області описується інтегралом Ейлера (який є окремим випадком рівняння Лагранжа), оскільки рівняння Бернуллі справедливе виключно для точок однієї лінії течії. Враховуючи поняття «циркуляція потоку» рівняння для визначення величини перепаду тиску у вихровому полі може бути отримано у вигляді [66]

$$DP_0 = \frac{rV^2}{2} \left(\frac{1}{r_c} - \frac{r_0}{r_c} \right) \quad (6.46)$$

де V – лінійна швидкість вихрового потоку густиною r на стінці свердловини;

r_c , r_0 – радіуси відповідно свердловини та точки у вихровому полі для якої визначається перепад тиску.

Для визначення режиму роботи наддолотної ежекційної системи, що включає паралельне з'єднання низьконапірного і високонапірного струминних насосів з різними тисками змішаних потоків, може використовуватись метод скінченних елементів [66].

Для побудови представленої на рисунку 6.22 геометричної моделі використано продукт компанії SolidWorks Corporation-Solidworks, який є програмним комплексом, спрямованим на автоматизацію конструкторської та технологічної підготовки виробництва виробів підвищеної складності. При створенні сіткової моделі проточної частини пристрою для буріння свердловин використовувався вбудований модуль програмного комплексу Solidworks-Solidworks Flow Simulation, що дозволяє аналізувати різні сценарії співвідношення умов експлуатації при первинному розкритті продуктивного горизонту [66].

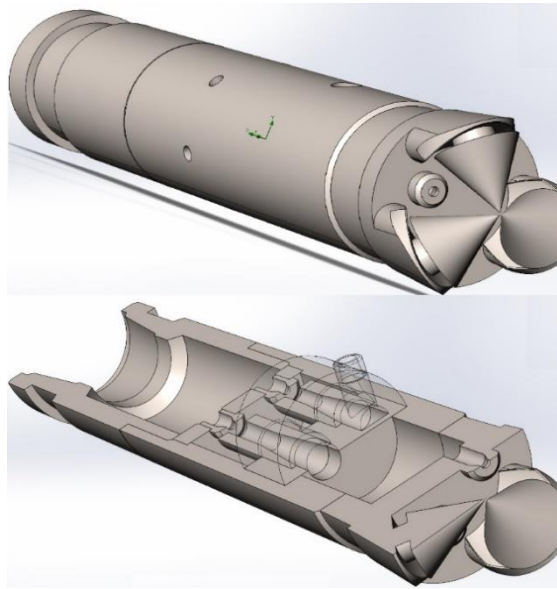


Рисунок 6.22 – Тривимірна модель пристрою для буріння свердловин, розроблена на основі програмного комплексу Solidworks [66]

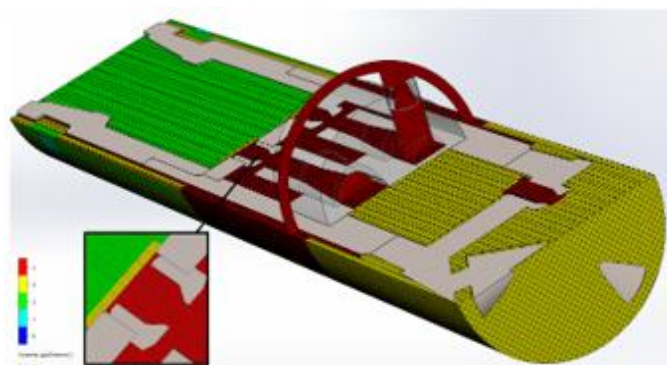


Рисунок 6.23 – Сіткова модель ежекційної системи [66]

Оскільки сіткова модель у програмному комплексі Solidworks Flow Simulation утворює тривимірні тетраедральні та прямокутні елементи при її побудові використано поєднання «Базової сіткової моделі» та допоміжної «Локальної сітки». Це дозволило скоротити час розрахунку характеру розподілу

параметрів потоку рідини в проточній частині пристрою та забезпечило високу якість сіткової моделі (рисунок 6.23) [66].

Базова сіткова модель використана для створення сітки з урахуванням глобального розміру елемента, прийнятих допусків та характеристик локального керування мережею. Локальна сітка застосована в місцях звуження моделі та в зонах, що вимагають підвищеної точності розрахунку характеру розподілу потоків [66].

За результатами проведеного імітаційного моделювання отримано діаграми розподілу кінематичних та динамічних параметрів в гідравлічній системі наддолотного пристрою (рисунок 6.24) [66].

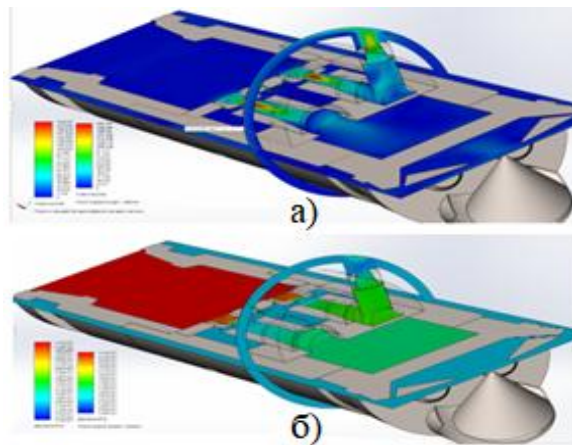
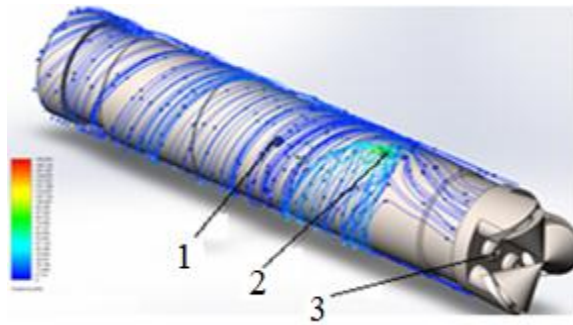


Рисунок 6.24 – Діаграма розподілу швидкостей (а) та тисків (б) в наддолотній ежекційній системі при використанні вихрової насадки діаметром 14 мм

Аналіз наведених на рисунку 6.24 діаграм демонструє перепад тиску на виході з вихрової насадки і в кільцевій області, що примикає до неї. Діаметр вихрової насадки змінювався в діапазоні від $d_{\text{в}}=14$ мм до $d_{\text{в}}=20$ мм. Величина тиску та стінці свердловини становить 29,8 МПа, а мінімальне значення тиску в міжтрубному просторі – 26,8 МПа. Таким чином, величина перепаду тиску у вихровому полі становить 10,1 %.

Характер розташування ліній течії на зовнішній поверхні наддолотної ежекційної системи (рисунок 6.25) підтверджує утворення циркуляційних потоків в затрубному просторі свердловини (лінії течії на виході з насадок промивної системи долота не показані) вище рівня розміщення вихрової насадки.



1 – всмоктувальні отвори струминних насосів; 2 – вихідний отвір вихрової насадки; 3 – насадки промивної системи долота

Рисунок 6.25 – Траєкторії ліній течії на поверхні ежекційної системи

Отримані в процесі числового моделювання значення витрат і тисків представлені у вигляді безрозмірних співвідношень, які, зазвичай, використовуються при аналізі робочого процесу струминного насоса (рисунок 6.26).

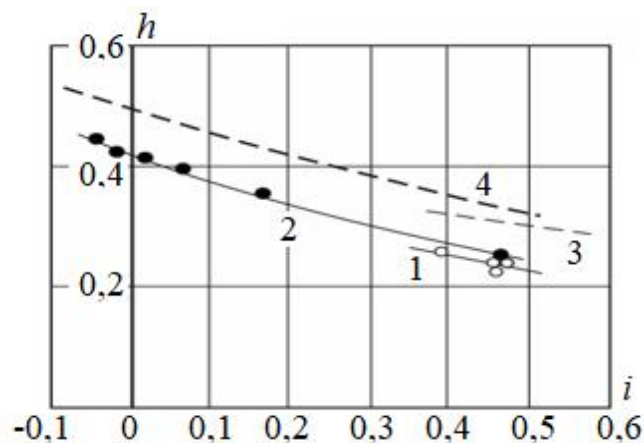


Рисунок 6.26 – Напірна характеристика ежекційної системи, отримана з використанням методу скінченних елементів (1, 2) та класичної методики (3, 4): 1, 3 – низьконапірний струминний насос, 2, 4 – високонапірний струминний насос

Криві 3, 4 на рисунку 6.26 отримано за класичною методикою визначення напірної характеристики з використанням закону збереження кількості руху рідини в камері змішування струминного насоса. Отримані результати підтверджують відомий факт про те, що дана методика визначення напору струминного насоса дає завищені результати.

Ефективність використання наддолотної ежекційної системи визначається величиною перепаду тиску DP , що генерується вихровою областю, порівняно з тиском у затрубному просторі вище рівня розміщення пристрою (рисунок 6.27).

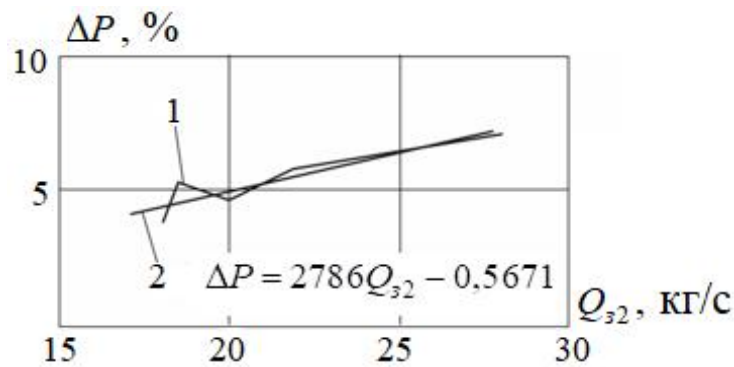


Рисунок 6.27 – Зниження тиску у вихровій області: 1 – розрахункові значення; 2 – апроксимовані значення

При використанні в конструкції прототипу вихрової насадки і промивальних насадок долота одного діаметра 75 % промивальної рідини, що нагнітається буровим насосом, подається на вибір свердловини, а 25 % – у наддолотну зону (для створення вихрової області). При використанні запропонованого пристрою витрата промивної рідини в насадках долота становить 98,9 % продуктивності бурового насоса, а величина перепаду тиску у вихровій області зростає на 98,6 %. Сумарна витрата промивальної рідини майже вдвічі (на 49,3 %) перевищує продуктивність бурового насоса. Таким чином, забезпечується одночасне створення вихрової області та збільшення витрати промивної рідини у привибійному контурі циркуляції свердловини.

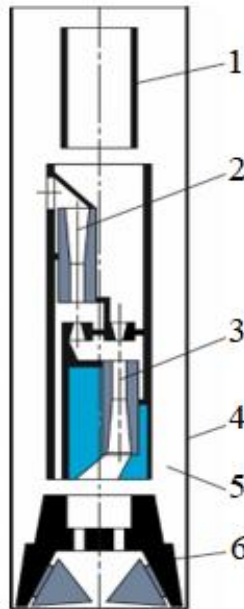
6.4.4 Моделювання наддолотної двоконтурної свердловинної ежекційної системи

В процесі аналізу гідравлічних зв'язків елементів свердловинної двоконтурної ежекційної системи [54], [203], [244] на основі числового імітаційного моделювання її робочого процесу визначений вплив величини робочої витрати на характеристику струминного насоса.

Двоконтурна ежекційна система складається з розміщеного в нижній частині колони бурильних труб 1 наддолотного перехідника з допоміжним 2 та основним 3 струминними насосами і шламовими каналами (рисунок 6.28).

Видалення шламу та транспортування його на поверхню здійснюється по кільцевому каналу затрубного простору 5 утвореному стінкою свердловини 4, наддолотним перехідником та бурильною колоною 1. Нижня частина перехідника

з'єднується з долотом 6. Сопло Вентурі допоміжного (нагнітально-всмоктувального) струминного насоса 2, призначеного для видалення шламу з наддолотної області, сполучається з приймальною камерою основного (нагнітального) струминного насоса 3, дифузор – з затрубним простором, а приймальна камера – з шламовими каналами та наддолотним простором.

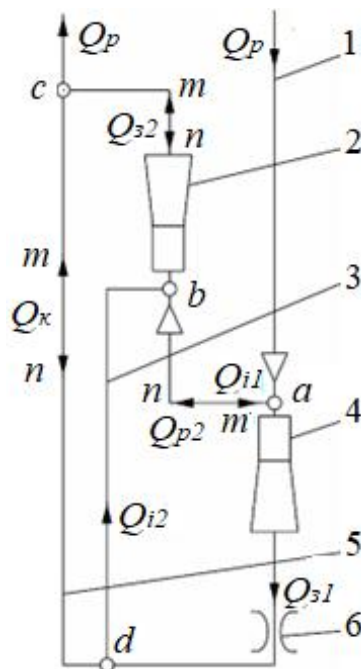


- 1 – бурильна колона; 2 – допоміжний струминний насос; 3 – основний струминний насос; 4 – стінка свердловини; 5 – затрубний простір;
6 – долото

Рисунок 6.28 – Принципова схема свердловинної двоконтурної ежекційної системи

Сопло основного струминного насоса 3 сполучається з каналом бурильної колони 1, дифузор – з промивальним каналом долота 6, а камера змішування – з соплом допоміжного струминного насоса 2. Промивальна рідина через канал бурильної колони 1 надходить на сопло основного струминного насоса 3, проходить камеру змішування з дифузоров та промивальну систему долота 6. Внаслідок створення зони низького тиску перед камерою змішування здійснюється підсмоктування додаткової кількості промивального розчину через проточну частину допоміжного струминного насоса 2 та шламові канали. Витрата інжектваного потоку зменшується при зростанні ступеня зашламування вибою та збільшення гідравлічного опору на виході струминного насоса 3.

Після досягнення критичної величини гідравлічного опору струминний насос 3 припиняє підсмоктувати промивальний розчин, а в його приймальній камері відбувається перерозподіл потоку, що надходить по каналу бурильної колони 1. Частина потоку проходить камеру змішування з дифузоровим основним струминним насосом 3, промивальну систему долота та виходить в наддолотний простір, а частина надходить на сопло Вентурі допоміжного струминного насоса 2, проходить його камеру змішування з дифузоровим і спрямовується в канал затрубного простору. Підсмоктування потоку допоміжним струминним насосом 2 здійснюється через шламовий канал. При цьому на зашламованій ділянці вибою створюється різниця гідродинамічних тисків та виникають умови для розмивання шламової пробки. Після очищення вибою та ліквідації його надмірного зашламування відновлюється попередня циркуляція промивального розчину, яка реалізується із використанням основного струминного насоса 3.



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – допоміжний струминний насос; 3 – шламовий канал; 4 – основний струминний насос; 5 – гідравлічний канал затрубного простору; 6 – промивальна система долота

Рисунок 6.29 – Гідравлічна схема ежекційної системи

Відповідно до гідравлічної схеми ежекційної системи (рисунок 6.29) при роботі основного струминного насоса 4 в режимі всмоктування в точці «а» відбувається з'єднання потоку з витратою Q_p , який спрямовується буровим

насосом, та потоку з витратою Q_i , який всмоктується основним струминним насосом 4. Напрямок руху рідини «п» на схемі відповідає роботі в режимі всмоктування основного насоса 4, а напрям руху потоків «п» – роботі в режимі всмоктування допоміжного струминного насоса 2. В точці «d» залежно від співвідношення гідравлічних опорів елементів системи відбувається з'єднання змішаного потоку Q_{31} та потоку Q_k , що надходить з кільцевого простору або поділ змішаного потоку Q_{31} на потоки з витратами Q_k та Q_{i2} . В точці «b» відбувається з'єднання потоків з витратами Q_{i2} , Q_{32} (якщо основний струминний насос 4 працює в режимі всмоктування і $Q_{i1} = Q_{i2} + Q_{32}$) або потоків з витратами Q_{i2} , Q_{p2} (якщо допоміжний струминний насос 2 працює в режимі всмоктування і виконується співвідношення $Q_{32} = Q_{i2} + Q_{p2}$).

В точці «с» має місце поділ змішаного потоку Q_{32} , тобто $Q_{32} = Q_k + Q_p$ (якщо допоміжний струминний насос 2 працює в режимі всмоктування) або поділ потоку кільцевого каналу $Q_k = Q_p + Q_{32}$.

На рисунку 6.30 наведена геометрична модель свердловинної ежекційної системи, побудована з використанням програмного комплексу Inventor (Autodesk) [243].

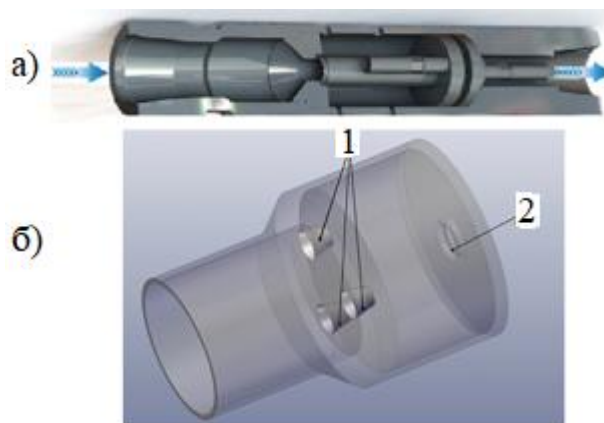


Рисунок 6.30 – Геометрична модель свердловинної ежекційної системи (а) та промивальної системи долота (б): 1 – промивальні насадки долота;
2 – еквівалентна діафрагма

Модель промивальної системи долота представлена у вигляді трьох промивальних насадок, а гідравлічний опір зашламованих ділянок вибою враховується використанням еквівалентної діафрагми змінного діаметра. Діаметр

еквівалентної діафрагми змінювався в діапазоні від 30 мм до 100 мм. Зміна прохідного отвору еквівалентної діафрагми відповідає змінам сумарної площі отворів між шарошками внаслідок їх зашламування.

В процесі числового моделювання робочого процесу наддолотних струминних насосів геометрична модель свердловинної ежекційної системи та промивальної системи долота імпортована в програмний комплекс ANSYS за допомогою інтегрованого в платформу Workbench прикладного модуля DesignModeler. Для введення вихідних даних використовувались значення робочої витрати на вході в модель та величина тиску на виході компоновки. Для прискорення процесу побудови сіткової моделі застосовувалась топологія Ansys Fluent Mosaic Meshing.

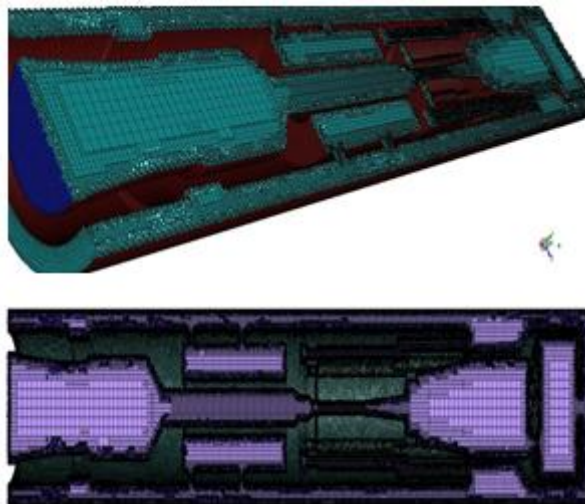


Рисунок 6.31 – Сітка скінченних елементів моделі

На рисунку 6.31 наведені проекції структурованої сіткової моделі для основного струминного насоса, яка містить близько чотирьох мільйонів скінченних елементів різної форми.

Для підвищення точності сіткової моделі свердловинної ежекційної системи при збереженні прийнятної тривалості розрахунку сітка скінченних елементів в об'ємах обмежених складною геометрією виконана більш щільною.

На рисунках 6.32, 6.33 приведений розподіл швидкостей та тисків в проточній частині струминних насосів для випадку застосування еквівалентної діафрагми діаметром $d_d=0,005$ м. Отримані для різних діаметрів еквівалентної

діафрагми діаграми дозволили визначити розподіл гідродинамічних параметрів в характерних перерізах ежекційної системи.

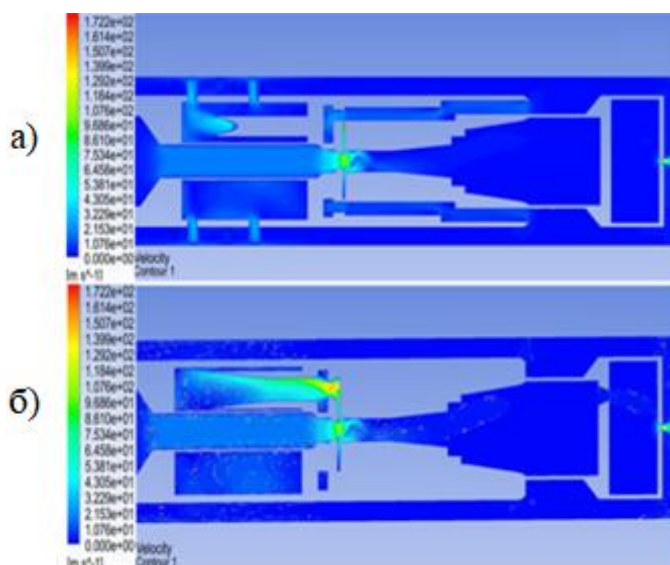


Рисунок 6.32 – Розподіл швидкостей в проточній частині основного (а) та допоміжного (б) струминного насоса

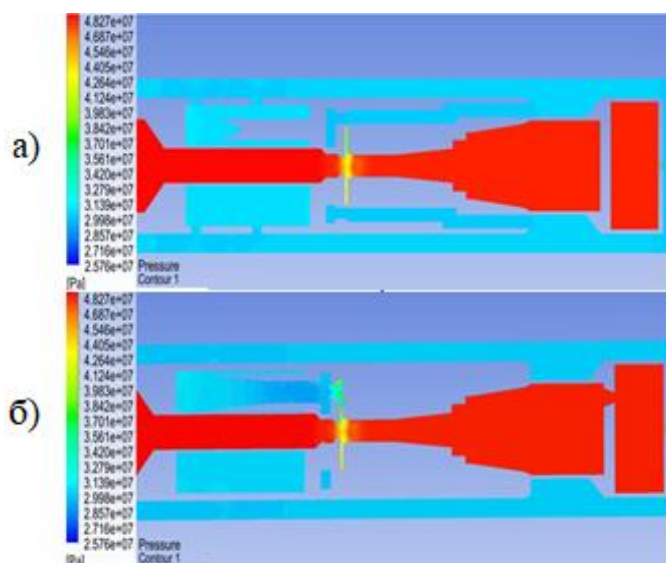


Рисунок 6.33 – Розподіл тисків в проточній частині основного (а) та допоміжного (б) струминного насоса

Напірні характеристики для основного та допоміжного струминного насоса отримані із врахуванням можливості їх роботи в режимі від'ємних значень відносного напору та коефіцієнта інжекції (рисунок 6.34). Робота струминного насоса в режимі всмоктування може бути класифікована як робочий режим гідромашини.

Цифри в дужках на рисунку 6.34 відповідають діаметрам еквівалентної діафрагми визначених в 10^{-3} м. Для порівняння на графіку пунктирною лінією

показана класична теоретична характеристика струминного насоса отримана з використанням закону збереження кількості руху рідини в камері змішування струминного насоса. Точки, що відповідають діаметрам еквівалентної діафрагми 30×10^{-3} м та 100×10^{-3} м (крива I) характеризують роботу основного (нагнітального) струминного насоса в режимі всмоктування, а точки, які відповідають діаметрам діафрагми 5×10^{-3} м; 8×10^{-3} м; 11×10^{-3} м та 27×10^{-3} м визначають його роботу в режимі від'ємних значень коефіцієнта інжекції (зворотний режим роботи ежекційної системи).

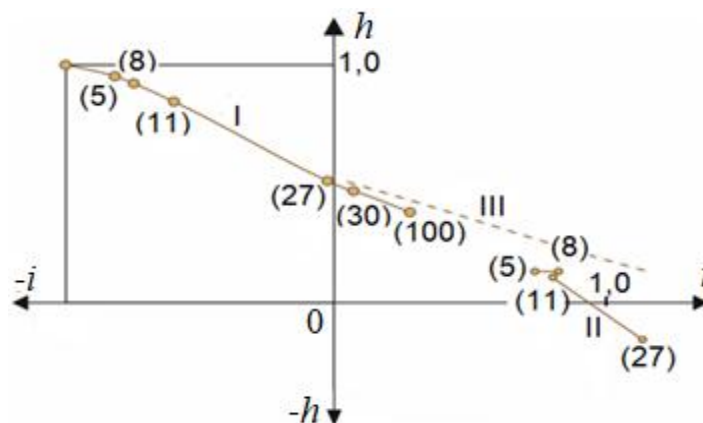


Рисунок 6.34 – Залежність відносного напору від величини коефіцієнта інжекції: I – основний струминний насос; II – допоміжний струминний насос; III – теоретична характеристика за базовою методикою

Остання розрахункова точка для основного струминного насоса (яка отримана для діаметра еквівалентної діафрагми 5×10^{-3} м, з'єднана з уявною граничною точкою характеристики. Для допоміжного (нагнітально-всмоктувального) струминного насоса (крива II) точки, що відповідають діаметрам еквівалентної діафрагми 5×10^{-3} м; 8×10^{-3} м; 11×10^{-3} м характеризують його роботу в режимі всмоктування. Остання розрахункова точка для допоміжного струминного насоса (яка отримана для діаметра еквівалентної діафрагми 27×10^{-3} м) відповідає його роботі в режимі від'ємних значень відносного напору. В цьому випадку робота струминного насоса відбувається з «підпором». Необхідно відзначити, що випадки роботи струминного насоса в режимі від'ємних значень коефіцієнта інжекції $i < 0$ або від'ємних значень відносного напору $h < 0$ є нехарактерними. Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з

теоретичною класичною напірною характеристикою (крива III) підтверджує загальновідоме зростання похибки використання даної методики при збільшенні величини коефіцієнта інжекції струминного насоса.

Співвідношення умов, які відповідають робочим режимам експлуатації основного та допоміжного струминного насоса найбільш повно ілюструються залежністю витрати інжектowanego потоку основного насоса Q_1 (яка еквівалентна робочій витраті допоміжного струминного насоса Q_{p2}) від величини гідравлічних втрат DP на зашламованому вибої (рисунк 6.35).

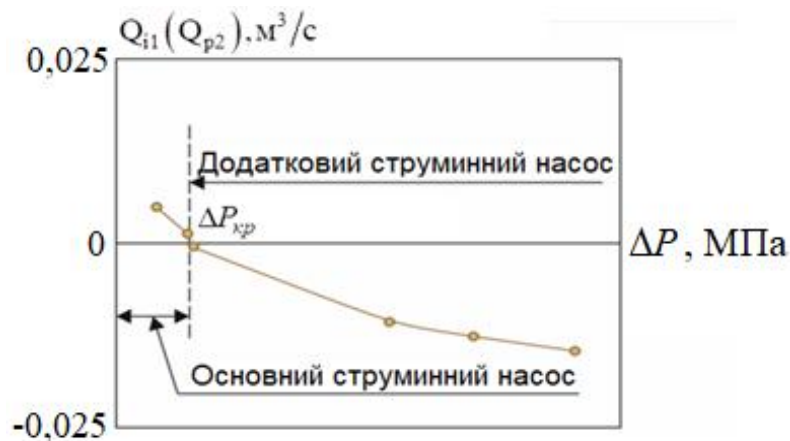


Рисунок 6.35 – Залежність витрати інжектowanego потоку основного струминного насоса (або робочої витрати допоміжного насоса) від величини гідравлічних втрат на зашламованій ділянці вибою

Величина гідравлічних втрат на зашламованій ділянці вибою визначалась як різниця тиску змішаного потоку основного струминного насоса та тиску в кільцевому каналі свердловини (рисунк 6.29) $DP_d = P_{з1} - P_k$. Для будь-яких значень гідравлічних втрат витрата інжектowanego потоку основного струминного насоса за абсолютною величиною дорівнює витраті робочого потоку допоміжного струминного насоса $|Q_{i1}| = |Q_{p2}|$.

Нульові значення витрат $Q_{i1} = Q_{p2} = 0$ відповідають критичній величині гідравлічних втрат на зашламованому вибої, величина якої за даними проведених розрахунків становить $DP_{кр} = 3,039 \text{ МПа}$. Тоді із врахуванням отриманих результатів значення гідравлічних втрат на вибої від $DP_d = 0$ до $DP_d = 3,039 \text{ МПа}$ відповідають роботі в режимі всмоктування основного струминного насоса, а

значення гідравлічних втрат $DP_d > 3,039$ МПа – роботі в режимі всмоктування допоміжного струминного насоса.

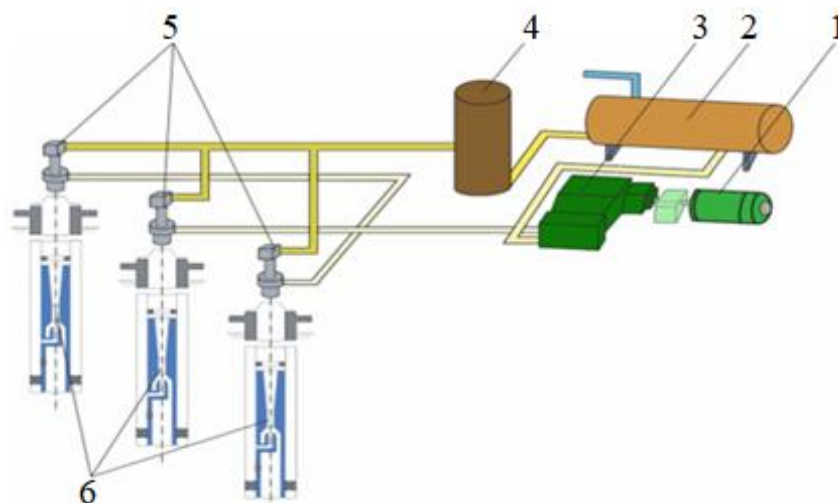
Проведені дослідження дозволили сформулювати наступні висновки:

- встановлені границі областей робочих режимів нагнітального та нагнітально-всмоктувального струминного насоса та умови автоматичної зміни (умови переходу) типу свердловинної ежекційної системи;
- робочий режим нагнітально-всмоктувального струминного насоса демонструє більші значення величини коефіцієнта інжекції ніж струминний насос нагнітального типу, що пов'язано з різним гідравлічним опором елементів окремих контурів ежекційної системи;
- встановлений вплив степені зашламування вибою та величини гідравлічного опору його зашламованої ділянки на характер розподілу потоків в елементах ежекційної системи;
- проаналізована імовірність існування неробочих режимів роботи свердловинного струминного насоса: режимів від'ємного коефіцієнта інжекції (зворотний режим роботи) та від'ємного відносного напору (режим роботи з «підпором»).

6.4.5 Моделювання нафтового струминного насоса при використанні групового наземного приводу

Особливістю використання групового приводу свердловинних струминних насосів є підвищення імовірності відхилення величини робочої витрати від рекомендованого для заданих умов експлуатації значення [185]. Відхилення величини робочої витрати нижче мінімально допустимої унеможливорює підіймання на поверхню продукції свердловини внаслідок недостатнього напору, створюваного струминним насосом. Перевищення величини робочої витрати гранично допустимого за умови виникнення кавітації значення викликає різке зниження продуктивності струминного насоса та зношування елементів його проточної частини. Відхилення величини робочої витрати від оптимальної знижує енергетичні показники використання ежекційної системи, підвищує собівартість нафтогазовидобутку та може стати причиною нерентабельної експлуатації свердловинного струминного насоса. Імовірність відхилення величини робочої

витрати при застосуванні групового наземного приводу підвищується внаслідок необхідності періодичного регулювання режиму роботи струминного насоса викликаного зміною пластових умов свердловини. Зокрема регулювання продуктивності струминного насоса шляхом заміни елементів його проточної частини змінює гідравлічний опір руху потоку нафтогазової суміші та викликає перерозподіл значень робочих витрат в ланках гідравлічної системи групового наземного приводу. Застосування витратомірних приладів в ланках гідравлічної системи наземного приводу обмежено безпосереднім процесом експлуатації свердловин і не може застосовуватись на стадії прогнозування режимів їх роботи. Сьогодні існує значна кількість методик визначення режиму роботи свердловинної ежекційної системи, однак, питання розподілу витрат в ланках групового наземного приводу декількох струминних насосів вивчене недостатньо і потребує подальших досліджень. Метою досліджень є числове моделювання робочого процесу ежекційної системи у складі декількох свердловинних струминних насосів та групового наземного приводу.



1 – привод наземного насосного агрегата; 2 – резервуар; 3 – наземний насосний агрегат; 4 – накопичувальна ємність; 5 – обладнання устя;
6 – струминні насоси

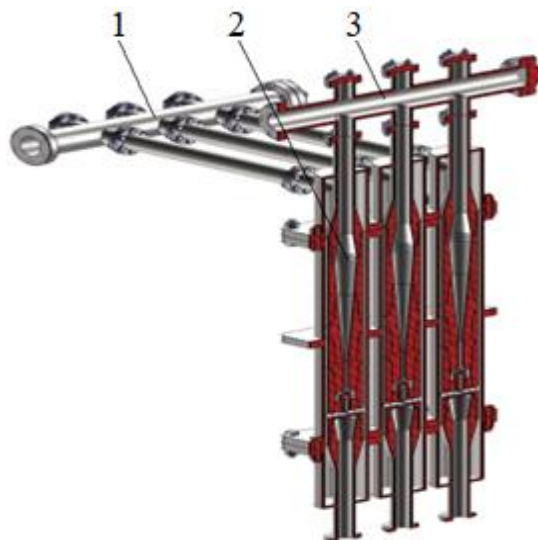
Рисунок 6.36 – Схема гідроструминної експлуатації нафтових свердловин з груповим наземним приводом

Відповідно до схеми (рисунок 6.36) групового наземного приводу [186] підготовлена до використання робоча рідина надходить в поверхневий насосний

агрегат 3 від резервуара 2 і під тиском спрямовується на обладнання устя 5. Після надходження в свердловину робоча рідина проходить канал затрубного простору і робочу насадку та спрямовується в проточну частину струминного насоса. Зважаючи на високу швидкість витікання робочого потоку у вихідному перерізі робочого сопла Вентурі утворюється область низького тиску, внаслідок чого виникають умови для підсмоктування пластової рідини з продуктивного горизонту.

Робочий потік змішується з пластовою рідиною і через проточну частину струминного насоса 6 по колоні підйомних труб рухається у висхідному напрямку. Після виходу з свердловини змішаний потік по викидних лініях спрямовується у накопичувальну ємність 4 і після зневоднення, очищення та дегазації надходить в резервуар 2. Частина пластової рідини транспортується в систему збору продукції свердловин, а частина формує замкнений контур циркуляції та багаторазово спрямовується в свердловини для приводу струминних насосів.

В процесі числового дослідження робочого процесу ежекційної системи у складі декількох свердловинних струминних насосів та групового наземного приводу використовувався програмний продукт компанії SolidWorks Corporation – Solidworks, який дозволяє здійснювати прогнозування характеристик виробів підвищеної складності.



1 – вхідний колектор; 2 – свердловинні струминні насоси;

3 – вихідний колектор

Рисунок 6.37 – Геометрична модель насосно-циркуляційної системи

Робочий потік, створюваний наземним силовим приводом, надходить на

вхідний (розподільчий) колектор 1 та по трьох поверхневих трубопроводах спрямовується в кільцевий простір між струминними насосами 2 і стінками свердловин (рисунк 6.37). У вихідному (викидному) колекторі 3 відбувається з'єднання змішаних потоків струминних насосів. Кількість скінченно-різницевих елементів значною мірою визначається глибиною свердловини, внаслідок чого підвищуються вимоги до апаратного забезпечення та зростає тривалість проведення розрахункових операцій. При застосуванні групового наземного приводу сусідні свердловини, зазвичай, розміщені на близьких глибинах, тому вилучення з моделі геометрично подібних ділянок каналів, які мають однакову форму та довжину, не може суттєво вплинути на співвідношення гідравлічних опорів окремих ланок насосно-циркуляційної системи. Крім того, необхідно відзначити, що для всіх ланок паралельного з'єднання струминних насосів в гідравлічних каналах, які з'єднують їх з устям свердловини, зберігається режим гладкостінного тертя, тобто має місце часткова динамічна подібність режимів руху рідини.

Дана обставина дозволяє при побудові моделі не враховувати наявність кільцевих і круглих гідравлічних каналів значної (до 5000 м і більше) довжини, які з'єднують свердловинні струминні насоси з вхідним та вихідним колектором.

Зважаючи на прийняте при постановці задачі припущення моделювання робочого процесу ежекційної системи здійснюємо у три етапи. На першому етапі визначаємо розподіл робочих витрат у вхідному колекторі насосно-циркуляційної системи. Вихідними параметрами, які задаються на обмежувальних поверхнях вхідного колектора, є величина робочої витрати, яку створює наземний насосний агрегат та значення тисків на вході в окремі свердловини.

Другий етап числового дослідження дозволяє використовуючи раніше визначені значення робочих витрат та величину тиску на виході струминного насоса розрахувати режимні параметри експлуатації ежекційної системи.

Значення тиску на виході струминного насоса, які задаються на даній стадії досліджень, враховують величину гідростатичного тиску на фактичній глибині розміщення ежекційної системи в свердловині. Такий підхід дає змогу врахувати

наявність ділянок гідравлічних каналів, які не входять до складу геометричної моделі насосно-циркуляційної системи.

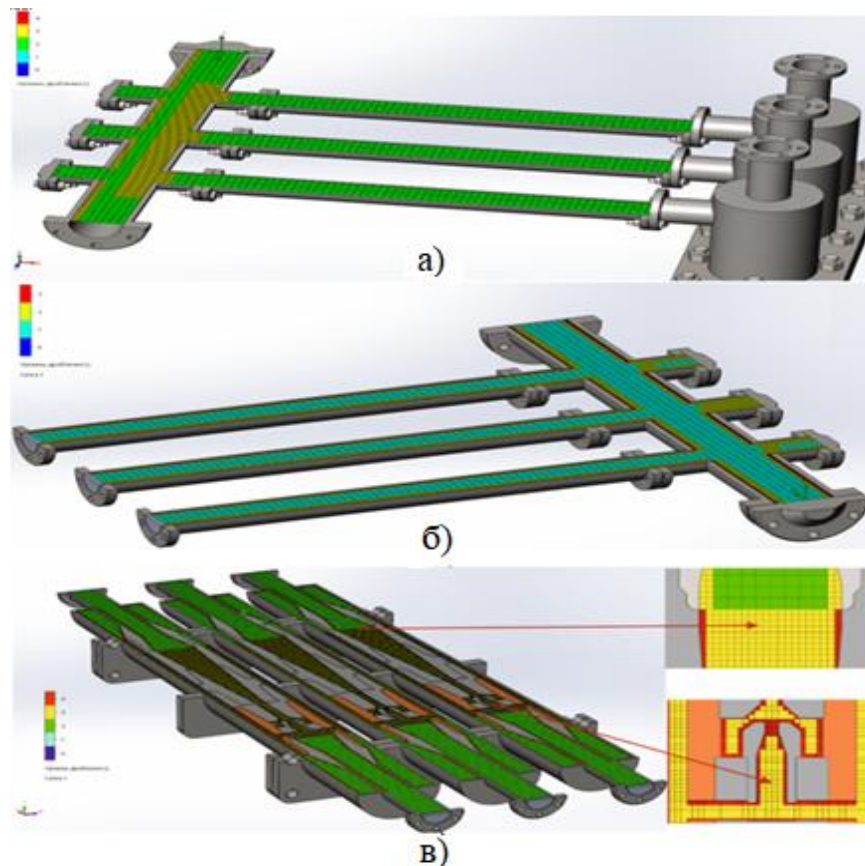


Рисунок 6.38 – Сіткові моделі складових насосно-циркуляційної системи: а) вхідний колектор; б) вихідний колектор; в) струминні насоси

На третьому етапі числового дослідження вихідними параметрами є витрати змішаного потоку та величина тиску на виході з вихідного колектора. Даний етап дозволяє оцінити достовірність розрахункових операцій, проведених на попередніх стадіях моделювання, за допомогою очевидного співвідношення

$$Q_{3S} = Q_p + Q_{iS}, \quad (6.47)$$

де Q_{3S} , Q_p , Q_{iS} – відповідно сумарна витрата змішаного потоку на виході з вихідного колектора, продуктивність наземного насосного агрегата та сумарна інжектована витрата.

Величина продуктивності наземного насосного агрегата Q_p задається на першому етапі моделювання, а сумарна інжектована витрата Q_{iS} та сумарна витрата змішаного потоку Q_{3S} визначаються відповідно на другій і третій стадіях розрахунку. Для розробки сіткової моделі проточної частини пристрою

застосовувались методи глобальної та локальної сітки.

Це дозволило задати глобальні параметри сіткової моделі з базовою точністю дрібнення та зробити її більш щільною в місцях, які потребують підвищеної точності розрахунку потоків. Моделі насосно-циркуляційної системи досліджувались для таких значень продуктивності наземного насосного агрегата Q_p : 0,003676 м³/с; 0,005257 м³/с; 0,006838 м³/с; 0,008419 м³/с; 0,010 м³/с.

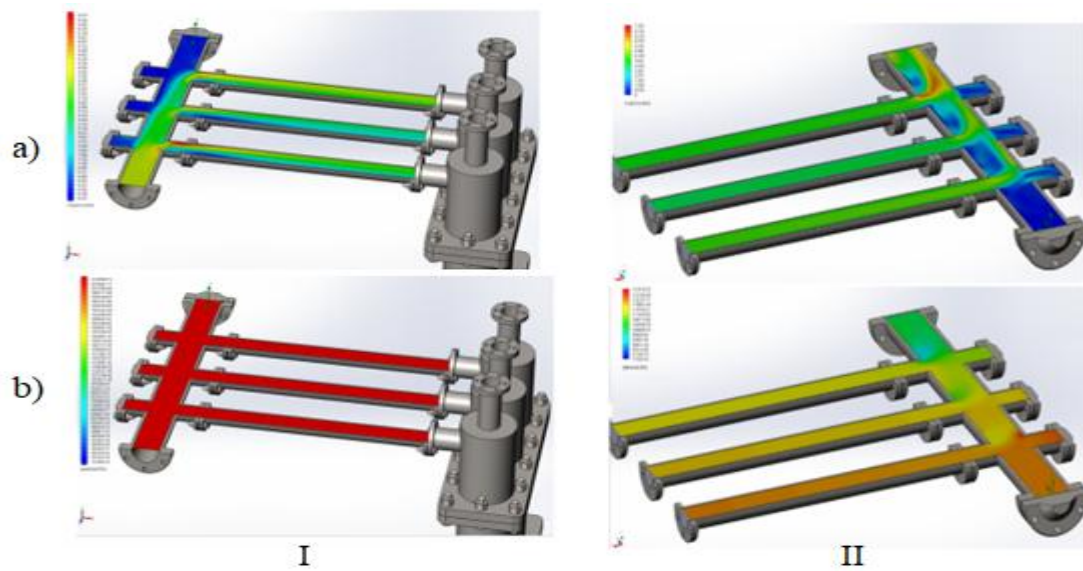


Рисунок 6.39 – Діаграми розподілу швидкостей (а) та тисків (б) в проточній частині вхідного (І) та вихідного (ІІ) колекторів

Осередки сітки розбиваються у високоградієнтних областях течії, які були визначені перед початком розрахунку або у процесі попередніх дроблень сітки при адаптації її до вирішення, і зливаються у низькоградієнтних областях (рисунок 6.38).

Отримані при числовому моделюванні діаграми розподілу швидкостей і тисків в проточній частині вхідного і вихідного колекторів (рисунок 6.39) та струминних насосів (рисунок 6.40) дозволяють проаналізувати особливості робочого процесу насосно-циркуляційної системи.

Максимальна швидкість потоку рідини в проточній частині струминного насоса (рисунок 6.40) змінюється в діапазоні від $V_{max}=25,339$ м/с (для робочої витрати $Q_p=0,003676$ м³/с) до $V_{max}=63,462$ м/с (для робочої витрати $Q_p=0,010$ м³/с).

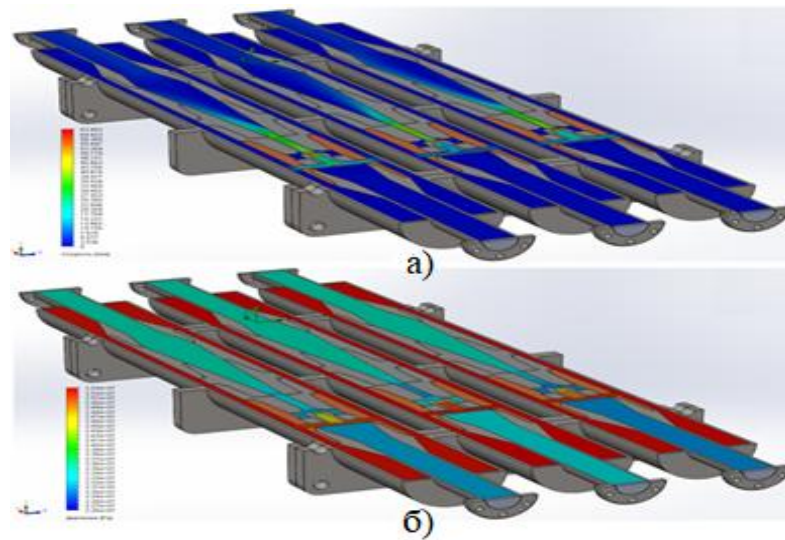


Рисунок 6.40 – Діаграми розподілу швидкостей (а) та тисків (б) в проточній частині струминних насосів

Отримані значення швидкостей дозволяють розрахувати витратні характеристики насосно-циркуляційної системи у вигляді залежності величини коефіцієнта інжекції струминного насоса i від продуктивності наземного насосного агрегата $i=f(Q_p)$, де величина коефіцієнта інжекції визначається співвідношенням витрат інжектowanego Q_i та робочого Q_p потоків $i = Q_i/Q_p$ (рисунок 6.41).

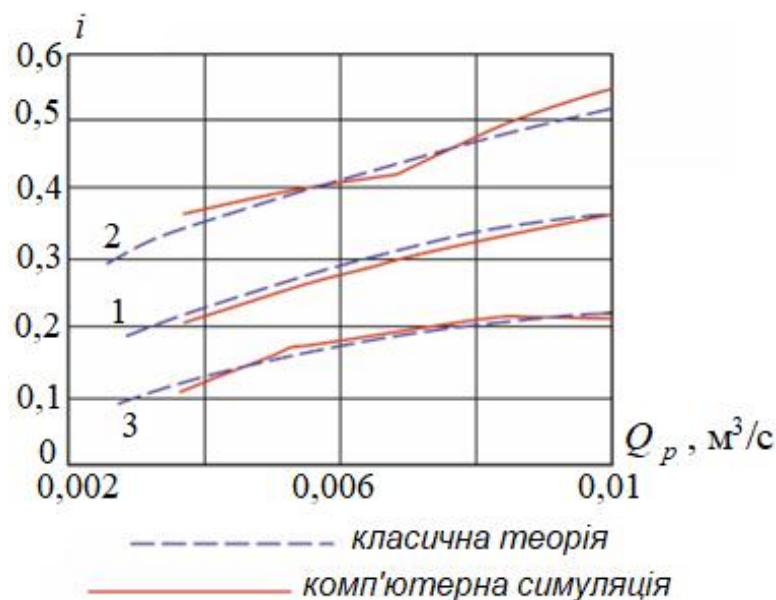


Рисунок 6.41 – Залежність величини коефіцієнта інжекції від продуктивності наземного насосного агрегата для струминного насоса з діаметрами робочої насадки: 1 – $d_p=0,0084$ м; 2 – $d_p=0,00741$ м; 3 – $d_p=0,00953$ м

Пунктирними лініями (рисунок 6.41) показані залежності отримані з

використанням класичної теорії, яка передбачає поетапне визначення швидкості потоку, числа Рейнольдса, коефіцієнта лінійного гідравлічного опору, гідравлічних втрат в лінійних та місцевих опорах, напірної характеристики струминного насоса, характеристики його гідравлічної системи, робочої точки насосної установки та її режимних параметрів.

Граничне відхилення отриманих витратних характеристик визначених класичним методом та за допомогою комп'ютерного моделювання становить $d = 6,47 \%$.

Враховуючи проведені дослідження можна зробити висновок про те, що розподіл кінематичних параметрів у поперечному перерізі елементів проточної частини струминного насоса відзначається значною нерівномірністю. Найбільш асиметричний розподіл кінематичних параметрів змішаного потоку спостерігається в дифузорі струминного насоса. Величина коефіцієнта ежекції струминного насоса та продуктивність наземного насосного агрегата зв'язані нелінійною зростаючою залежністю.

6.5 Техніко-економічна ефективність застосування струминних насосів

В роботі [47] розроблений алгоритм обґрунтування економічної доцільності використання ежекційних технологій при спорудженні експлуатаційних нафтогазових свердловин. Запропонована методика визначення ефективності реалізації ежекційних технологій в бурінні заснована на оцінюванні впливу використання струминного насоса на величину змінних витрат циклу безпосереднього проходження свердловини [47]. Переваги використання наддолотного струминного насоса реалізуються при здійсненні технологічних операцій механічного буріння та спуско-підйомних робіт. Встановлено, що реалізація ежекційних технологій дає змогу зменшити витрати на механічне буріння внаслідок зростання швидкості поглиблення свердловин та скорочення тривалості процесу [47]. Для оцінки ефективності реалізації ежекційних технологій при спорудженні свердловин проаналізовано співвідношення змінних витрат при бурінні базовою компоновкою та струминним насосом з використанням

коефіцієнта зміни механічної швидкості буріння внаслідок застосування нової техніки [47]

$$k_V = \frac{V_{\text{мех}(сн)}}{V_{\text{мех}(\bar{o})}}, \quad (6.48)$$

де $V_{\text{мех}(\bar{o})}$, $V_{\text{мех}(сн)}$ – механічна швидкість буріння базовою компоновкою та струминним насосом.

Значення коефіцієнта зміни швидкості k_V [47] та співвідношення величин проходження долота при бурінні базовою $L_{\partial(\bar{o})}$, та удосконаленою $L_{\partial(сн)}$ компоновкою визначають економічну ефективність застосування струминного насоса (рисунок 6.42).

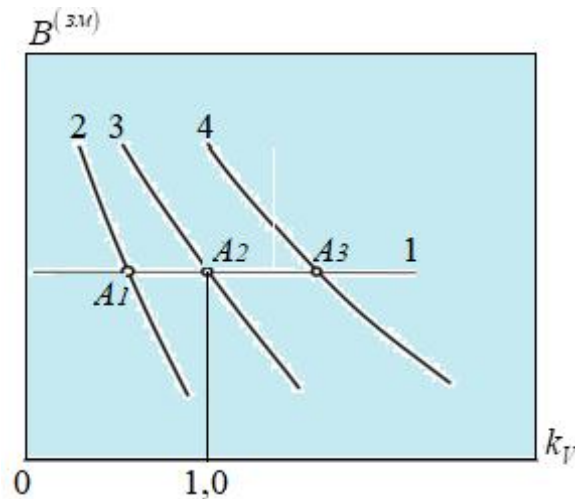


Рисунок 6.42 – Залежність витрат, пов'язаних із поглибленням свердловини від коефіцієнта зміни механічної швидкості буріння при використанні базової компоновки (1) та струминного насоса (2-4) для різних співвідношень проходження долота: 2 – $L_{\partial(\bar{o})} < L_{\partial(сн)}$; 3 – $L_{\partial(\bar{o})} = L_{\partial(сн)}$; 4 – $L_{\partial(\bar{o})} > L_{\partial(сн)}$ [47]

Значення коефіцієнта $k_V > 1$ [47] відповідають зростанню механічної швидкості буріння при використанні струминного насоса. Точки перетину витрат отриманих для базової компоновки та струминного насоса визначають мінімальну величину співвідношення швидкостей механічного буріння k_V , перевищення яких забезпечує економічну ефективність використання ежекційної системи при бурінні.

У випадку, коли проходження долота із струминним насосом перевищує аналогічний параметр для базової компоновки $L_{\partial(\bar{o})} < L_{\partial(cn)}$ (точка A_1), зменшення витрат пов'язаних з бурінням можливе навіть при зменшенні його механічної швидкості $k_v < 1$ [47].

У разі однакових значень проходження долота $L_{\partial(\bar{o})} = L_{\partial(cn)}$ (точка A_2) граничне співвідношення механічних швидкостей становить $k_v = 1$. При цьому приймаємо, що вартість струминних насосів, використаних для буріння заданого інтервалу, є незначною. Останнє припущення враховує просту конструкцію та малу вартість виготовлення струминного насоса. Крім того, відсутність рухомих частин значно підвищує ресурс ежекційної компоновки. Необхідно відзначити, що навіть у випадку однакових значень механічної швидкості буріння та проходження долота використання ежекційних технологій має позитивний вплив на подальший процес експлуатації свердловин завдяки здатністю струминного насоса зберігати природну проникність продуктивного пласта в процесі його первинного розкриття [47].

Якщо використання нової компоновки не забезпечує зростання проходження долота $L_{\partial(\bar{o})} > L_{\partial(cn)}$ граничне співвідношення механічних швидкостей знаходиться в діапазоні $k_v > 1$. Для кожного з розглянутих випадків область економічно доцільного використання струминного насоса знаходиться праворуч від точки перетину кривих змінних витрат [47].

Проведені дослідження дозволяють встановити наступну послідовність визначення економічної доцільності застосування струминного насоса в бурінні:

1. Визначення витрат, пов'язаних з бурінням заданого інтервалу при застосуванні базової компоновки.
2. Розраховуємо залежність витрат, пов'язаних з поглибленням свердловин із використанням струминного насоса від механічної швидкості буріння.
3. Шляхом порівняння витрат, отриманих для базової та удосконаленої компоновки визначаємо мінімальну механічну швидкість буріння з застосуванням струминного насоса, перевищення якої дозволяє отримати економічні переваги.

4. Шляхом порівняння фактичної механічної швидкості буріння з економічно виправданою робимо висновок про доцільність застосування удосконаленої компоновки.

Зважаючи на більше значення ККД, застосування вихрових струминних насосів дозволяє зменшити витрату енергії, спрямовану на забезпечення видобутку нафти. Зокрема, зростає співвідношення об'ємів вилученої та закачуваної нафти, тобто коефіцієнт інжекції струминного апарата. Таким чином, закрутка потоку в проточній частині струминного апарата дозволяє зменшити виробничу собівартість валової продукції.

Дебіт свердловини Q_c або витрата інжектowanego потоку Q_i відповідно з основами теорії струминних апаратів визначається співвідношенням

$$Q_c = Q_i = iQ_n, \quad (6.49)$$

де Q_n – продуктивність силового приводу (поверхневого або зануреного).

З метою визначення економічних переваг застосування свердловинних вихрових струминних насосів розглянемо взаємозв'язок між функціональним призначенням та технологічною і техніко-економічною ефективністю окремих типів ежекційних систем (таблиця 6.3).

Особливістю застосування ежекційної системи нагнітального типу є можливість збільшення витрати на вибої свердловини порівняно з продуктивністю бурового насоса. Витрата на вибої для даного типу ежекційної системи визначається за формулою

$$Q_e = Q_n (1 + i), \quad (6.50)$$

де Q_n – продуктивність бурового насоса.

Враховуючи, що в системах нагнітального типу доцільно використовувати закрутку робочого потоку, ефективність якої (за величиною коефіцієнта інжекції) відповідно до результатів проведених експериментальних досліджень становить 31,6 %, витрата на вибої зростає в 1,316 разів. Інтенсифікація промивання вибою дозволяє підвищити якість очищення привибійної зони, внаслідок чого зростають механічна швидкість буріння та стійкість долота [47]. Механічна швидкість буріння є показником темпів спорудження свердловин, оскільки механічне буріння

займає 36 % [29] часу в структурі необхідних видів робіт. Зростання витрати на вибої, таким чином, сприяє скороченню тривалості виробничого циклу, що у свою чергу дозволяє підвищити продуктивність праці та зменшити величину витрат, які формують собівартість бурових робіт безпосередньо через зниження заробітної плати [3].

Таблиця 6.3 – Техніко-економічна ефективність застосування свердловинних ежекційних систем

Тип ежекційної системи	Функціональне призначення	Технологічна ефективність	Техніко-економічна ефективність
Наддолотна нагнітальна	Зростання витрати на вибої	Зростання стійкості долота	Зменшення собівартості буріння свердловин
Наддолотна всмоктувальна	Зниження тиску на вибої	Зростання механічної швидкості буріння	
Наддолотна нагнітально-всмоктувальна		Зростання стійкості долота	
Струминний насос для освоєння свердловин		Збереження проникності колектора	Зростання продуктивності свердловин
		Можливість створення глибоких депресій	
Нафтовий струминний насос	Підйом вуглеводнів	Зростання напору	Зниження собівартості нафтогазовидобутку
Струминний насос для очищення свердловин	Видалення механічних включень	Інтенсифікація процесу очищення	Зменшення тривалості процесу очищення

Крім того, зростання стійкості долота дозволяє зменшити витрати на бурові роботи шляхом економії матеріальних ресурсів.

Всмоктувальна та нагнітально-всмоктувальна ежекційні системи викликають перепад тиску у привибійній зоні свердловини, внаслідок чого зростає механічна швидкість буріння та стійкість долота. Відомий також вплив величини протитиску на пласт та тривалості контакту промивальної рідини з породою на зміну її фільтраційних властивостей. Враховуючи відоме формулювання для відносного

напору струминного насоса величина тиску P_i в привибійній зоні може бути визначена за формулою

$$P_i = \frac{P_3 - hP_p}{1 - h} \quad (6.51)$$

Ефективність закрутки потоку за показником зниження тиску може бути визначена шляхом підстановки в рівняння (6.51) значень відносного напору вихрових струминних насосів. Відповідно до результатів проведених експериментальних досліджень зростання відносного напору, викликане закруткою робочого та інжектovanого потоку, становить відповідно 8,62 % та 20,94 %. При цьому при виборі схеми закрутки враховуємо, що для всмоктувальних систем доцільне закручування робочого, а для нагнітально-всмоктувальних – робочого або інжектovanого потоку.

Тривалість первинного розкриття продуктивного горизонту і репресії на пласт впливає на радіус проникнення фільтрату в породу і її проникність [68]. Проникність колектора є одним з природно-геологічних факторів розробки нафтових родовищ, які визначають норми доходу в процесі оцінки ефективності і інвестиційної та інноваційної [9] діяльності. Зміна технологічних показників буріння при застосуванні вихрових струминних насосів може бути розрахована за наближеними емпіричними формулами, які встановлюють взаємозв'язок між механічною швидкістю буріння та диференціальним тиском в свердловині [175], витратою промивальної рідини на вибої або стійкістю долота.

Локальне закручування робочого потоку в проточній частині струминного насоса для освоєння свердловин дає змогу зменшити тиск на вибої під час виклику припливу з продуктивного горизонту, а можливість створення глибоких депресій підвищує якість очищення продуктивного горизонту від залишків промивального розчину, внаслідок чого зростає продуктивність свердловин (таблиця 6.3). При застосуванні нафтового струминно-вихрового насоса створюване ежекційною системою зростання напору забезпечує зростання ККД процесу та зниження собівартості нафтогазовидобутку. Під час очищення вибою закручування

змішуваних потоків в струминному насосі інтенсифікує процес видалення механічних домішок та зменшує його тривалість.

Відповідно з розробленими автором рекомендаціями стосовно вибору схеми закрутки потоку в пакерних та двотрубних ежекційних системах направляючі елементи доцільно розміщати в робочому потоці. За даними проведених експериментальних досліджень закрутка робочого потоку дозволяє підвищити коефіцієнт інжекції на 31,6 % і ККД струминного насоса – на 9,89 %. В комбінованих системах доцільно застосовувати закрутку інжектowanego потоку. Коефіцієнт інжекції та ККД струминного насоса при цьому зростають відповідно на 19,12 % та 26,14 %. Повна собівартість видобування нафти повинна враховувати інші витрати операційної діяльності і, зокрема, витрати на дослідження та розробку вихрових струминних апаратів.

Проведеними дослідженнями доведена ефективність застосування технологій закручування потоку в процесі буріння та експлуатації свердловин з використанням струминних насосів. Наближені значення технологічних та техніко-економічних показників, викликаних застосуванням вихрових струминних насосів можуть бути визначні за наявності значного об'єму вихідних даних стосовно конструкції свердловини та ежекційної системи, параметрів її експлуатації, характеристик продуктивного горизонту, фізичних параметрів промивальної рідини, пластового флюїду та інших факторів.

Сформулюємо основні фактори техніко-економічної ефективності, які визначають практичну цінність проведених досліджень.

Незважаючи на характер процесу, що реалізується, сучасні методи визначення режиму роботи ежекційної системи засновані на використанні напірної характеристики струминного насоса (рисунок 6.43). Перший етап розрахункових операцій передбачає вибір робочої витрати струминного насоса із врахуванням виробничого процесу, який здійснюється за допомогою нафтогазових ежекційних технологій та наявної номенклатури необхідного обладнання. За заданою витратою інжектowanego потоку та вибраною витратою робочого потоку розраховується співвідношення даних параметрів, тобто коефіцієнт інжекції i струминного насоса.

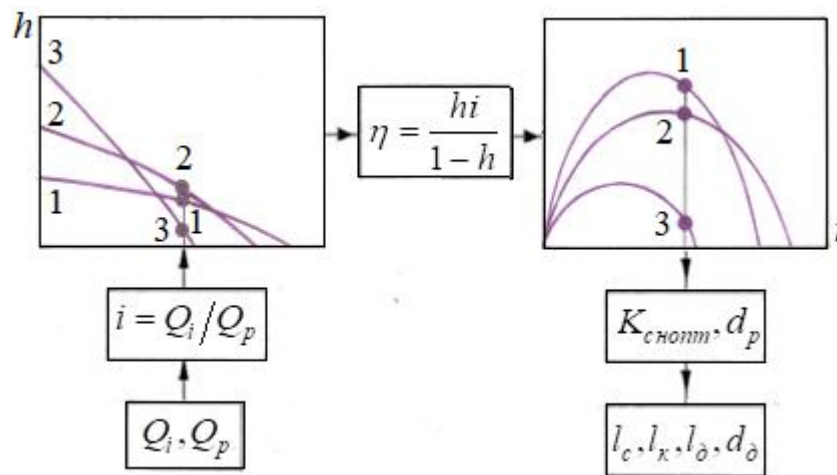


Рисунок 6.43 – Послідовність визначення геометричних розмірів струминного насоса

Наступна розрахункова процедура встановлює значення відносного напору $h_1, h_2 \dots h_n$ для серії напірних характеристик ежекційної системи $h = f(i, K_{сн})$, які відповідають різним значенням основного геометричного параметра для струминних насосів, що застосовуються в нафтогазовій промисловості $K_{сн} = 2 - 6$. Отримана серія напірних характеристик за допомогою співвідношення $h = hi / (1 - h)$ трансформується в серію енергетичних характеристик $h = f(i, K_{сн})$, після чого визначається оптимальна величина основного геометричного параметра $K_{сн_опт}$, енергетична характеристика для якого відзначається максимальним значенням ККД h_{max} . На завершальній стадії розрахункових процедур з рівняння напірної характеристики, яке забезпечує максимальний ККД процесу визначається діаметр робочого сопла Вентурі d_p струминного насоса. Відстань між робочою насадкою та камерою змішування l_c , довжина камери змішування l_k , довжина l_δ та діаметр d_δ дифузора визначаються за відомими співвідношеннями у вигляді функції від діаметра робочого сопла Вентурі та основного геометричного параметра $l_c, l_k, l_\delta, d_\delta = f(d_p, K_{сн})$. Зважаючи на значний об'єм розрахункових операцій у розділі 6.4.1 представлена [64], [188] розроблена здобувачем спеціальна прикладна програма заснована на використанні високорівневої мови програмування Python, яка дозволяє визначити оптимальні конструкторські та режимні параметри свердловинного нафтового струминного насоса. Отримані

конструкторські та режимні параметри після завершення розрахункових процедур перевіряємо для запобігання роботі струминного насоса в кавітаційному режимі за допомогою розробленої здобувачем методики визначення граничних параметрів експлуатації свердловинних ежекційних систем.

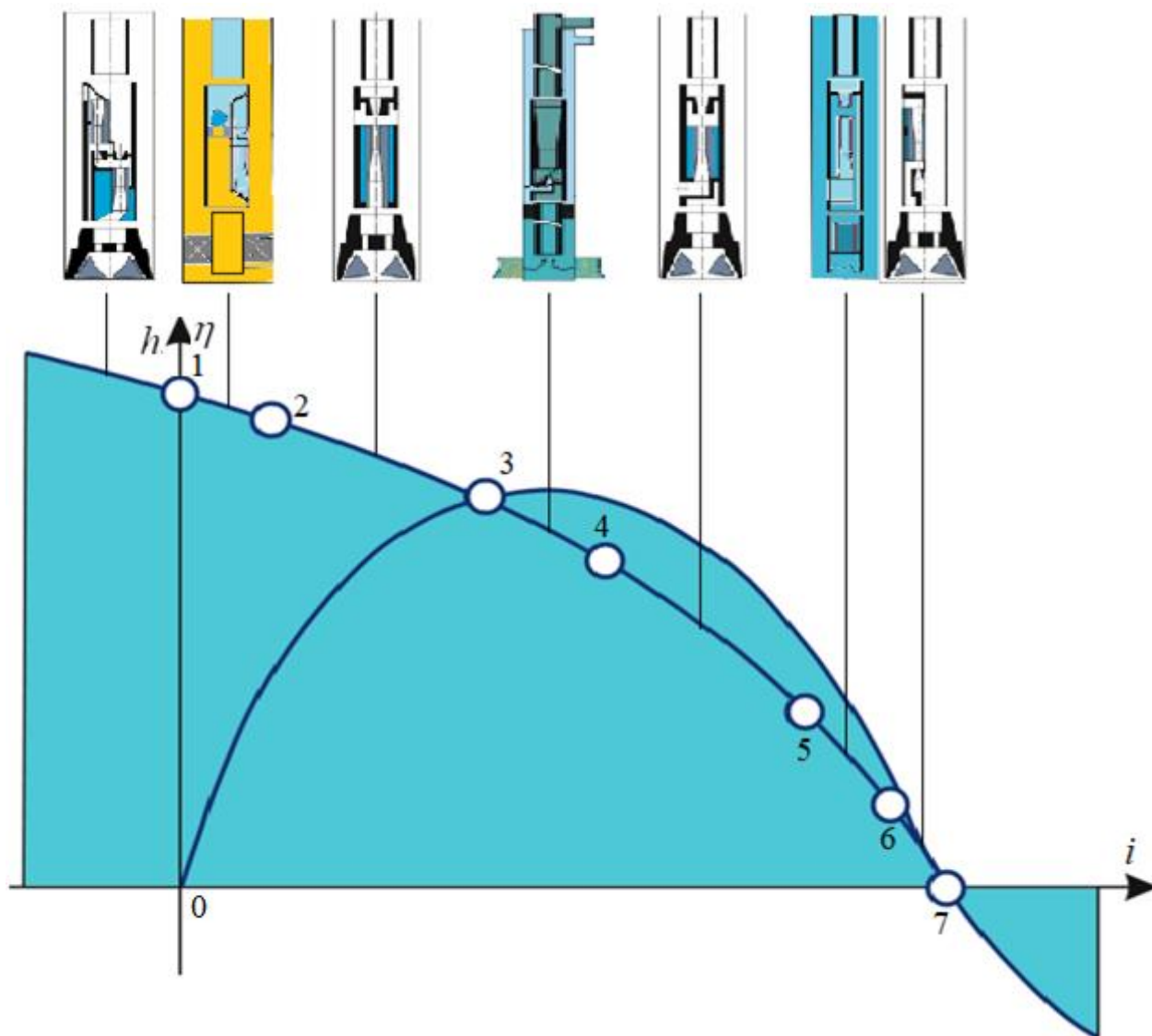


Рисунок 6.44 – Робочі інтервали напірної характеристики для основних схем використання свердловинних струминних насосів

Зважаючи на низхідний характер напірної характеристики струминного насоса вплив відносного обертання потоку на робочий процес ежекційної системи збільшується в напрямку зростання величини коефіцієнта інжекції. Різними ділянками залежності відносного напору від коефіцієнта інжекції відповідають визначені робочі інтервали напірної характеристики для окремих схем використання струминних насосів та виробничих процесів, які вони реалізують.

Робочі інтервали напірної характеристики для основних схем використання свердловинних струминних насосів деталізовані на рисунку 6.44.

Мінімальний вплив на робочий процес струминного насоса реалізується при застосуванні наддолотної компоновки, до складу якої входять два струминних насоси із сполученими приймальними камерами, а максимальний – при застосуванні наддолотного струминного насоса нагнітально-всмоктувальний типу. Локалізація робочої ділянки напірної характеристики свердловинного струминного насоса, таким чином, визначається характером технологічного процесу, що реалізується з використанням ежекційних систем. Ділянка напірної характеристики розміщена ліворуч точки 1 визначає область застосування струминного насоса для якої коефіцієнт інжекції приймає від’ємні значення $i < 0$, а фактичний відносний напір h_ϕ перевищує максимально можливу величину $h_{\max}$, яку може створити струминний насос за умов його нормальної експлуатації $h_\phi > h_{\max}$.

Точки 1–2 на рисунку 6.44 відповідають ділянці напірної характеристики, яка визначає можливі режими експлуатації струминного насоса під час виклику припливу пластової рідини. Наддолотний струминний насос нагнітального типу відповідає ділянці 2–3, нафтовий струминний насос – ділянці 3–4; всмоктувальний наддолотний струминний насос – ділянці 4–5; пристрій для очищення свердловини – ділянці 5–6; нагнітально-всмоктувальний наддолотний струминний насос – ділянці 6–7.

При моделюванні робочого процесу наддолотної ежекційної системи з двома струминними насосами (ділянка ліворуч точки 0), струминних насосів нагнітального (ділянка 2–3), всмоктувального (ділянка 4–5) та нагнітально-всмоктувального типу (ділянка 6–7), а також пристрою для промивання свердловин (ділянка 5–6) додатково враховується обертання струминного насоса. В процесі приведених в розділі 5.3 результатів експериментальних досліджень встановлено, що відхилення фактичних значень відносного напору струминно-вихрового насоса, викликане нехтуванням процесу його обертання в свердловині, може становити 18,65 %.

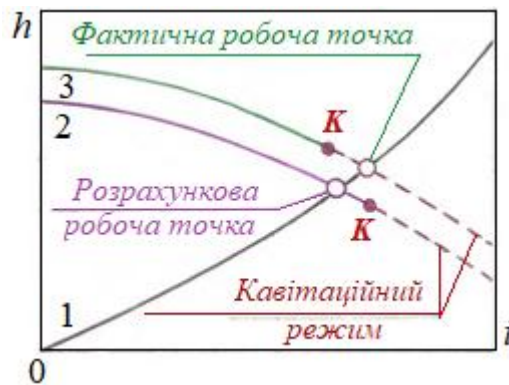


Рисунок 6.45 – Визначення режиму роботи струминного насоса при його обертанні в свердловині: 1 – характеристика гідравлічної системи; 2 – напірна характеристика визначена без врахування обертання струминного насоса; 3 – фактична напірна характеристика струминного насоса

Додаткове (порівняно з базовими методиками) врахування процесу обертання струминного насоса дозволяє, таким чином, уникнути несанкціонованого зміщення робочої точки насосної установки (рисунок 6.45).

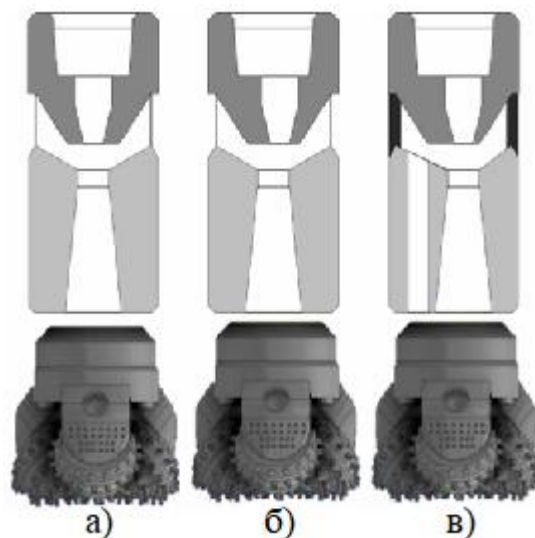


Рисунок 6.46 – Конструктивне виконання наддолотної ежекційної системи: а) симетричне розміщення елементів проточної частини; б) із зміщеною робочою насадкою; в) із зміщеною робочою насадкою і камерою змішування з дифузоров

Розроблений автором метод моделювання наддолотної ежекційної системи із врахуванням процесу обертання може застосовуватись для різного конструктивного виконання струминного насоса: симетричного розміщення елементів проточної частини, із зміщеною робочою насадкою та із зміщеною робочою насадкою і камерою змішування з дифузоров (рисунок 6.46). Необхідно

зауважити, що конструкція із зміщеної робочою насадкою забезпечує зростання нестационарності робочого та інжектowanego потоків, внаслідок чого підвищується ефективність процесу змішування.

У випадку поєднання обертання струминного насоса з закручуванням змішуваних потоків направляючими елементами) збільшується напір та ККД струминного насоса. При використанні струминного насоса для освоєння свердловин (ділянка 1–2) (рисунок 6.44) закручування потоку збільшує напір та ККД струминного насоса та зменшує величину тиску в підпакерній зоні. Схема експлуатації нафтового струминного насоса (ділянка 3–4) допускає закручування змішуваних потоків направляючими елементами, внаслідок чого зростають напір та ККД ежекційної системи. Зважаючи на те, що вилучення вуглеводнів є тривалим процесом переваги використання закручування потоків та зростання ККД найбільш повно реалізуються при експлуатації струминно-вихрових нафтових насосів. Результати проведених досліджень враховуючи рисунок 6.6, на якому обґрунтовано вибір схеми закручування змішуваних потоків, реалізовані у приведених на рисунку 6.47 в конструкціях.

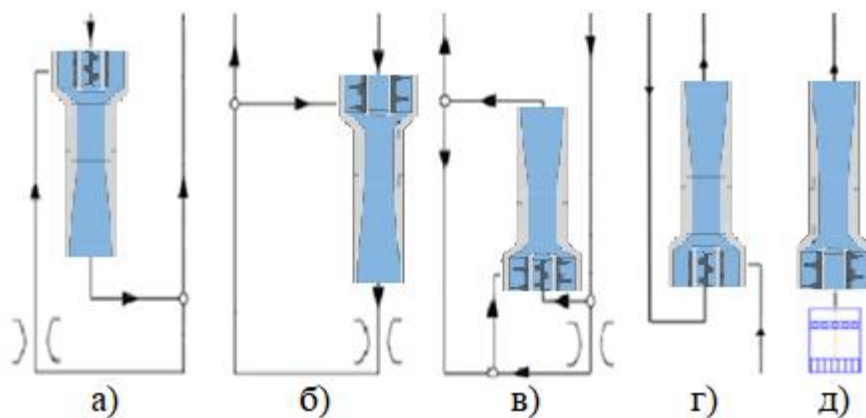


Рисунок 6.47 – Гідравлічні системи основних схем використання свердловинно-вихрових струминних насосів: а) наддолотна ежекційна система всмоктувального типу; б) наддолотна ежекційна система нагнітального типу; в) наддолотна ежекційна система нагнітально-всмоктувального типу; г) пакерний нафтовий струминний насос; д) поєднання струминного та електровідцентрового насоса

Методи визначення конструкторських та режимних параметрів свердловинних ежекційних систем представлені у вигляді розрахункових алгоритмів та номограм.

Результати дисертаційних досліджень реалізовані в перспективних конструкціях свердловинних ежекційних систем, що мають патентну новизну: наддолотній ежекційній системі з вихровою насадкою, нафтовому струминному насосі з лопатками для його обертання та ежекційній системі для промивання свердловин.

Зважаючи на сучасні тенденції розвитку досліджень нафтогазового обладнання розроблені комп'ютерні моделі наддолотної ежекційної системи з вихровою насадкою (конструкція якої має патентну новизну), досліджені еквівалентні напруження в елементах струминного насоса, розроблені моделі процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса, наддолотної двоконтурної свердловинної ежекційної системи та нафтового струминного насоса при використанні групового наземного приводу.

Підсумовуючи проведений аналіз техніко-економічної ефективності результатів дисертаційної роботи визначимо основні фактори, які визначають практичну цінність проведених досліджень.

1. Підвищена точність визначення напірної та енергетичної характеристик і геометричних розмірів проточної частини наддолотних струминних насосів та ежекційних систем для промивання свердловин шляхом додаткового врахування їх обертового руху для конструкцій із симетричним розміщенням елементів, у випадку зміщення робочого сопла Вентурі та у випадку зміщення осі обертання.

2. Визначена напірна та енергетична характеристика і раціональна геометрія проточної частини свердловинних струминних насосів у випадку використання для обертання гідравлічних турбін.

3. Визначена напірна та енергетична характеристика і раціональна геометрія проточної частини свердловинних струминних насосів у випадку використання направляючих елементів для симетричного та асиметричного локального закручування змішуваних потоків.

4. Обґрунтовано вибір місця розміщення направляючих елементів в проточній частині струминного насоса для окремих виробничих процесів спорудження та експлуатації свердловин.

5. Розроблений алгоритм визначення напірної та енергетичної характеристики і геометричних розмірів проточної частини свердловинних струминних насосів у випадку комбінованого обертання в свердловині та локального закручування змішуваних потоків направляючими елементами для випадку симетричного та асиметричного розміщення елементів ежекційної системи.

6. Визначене робоче поле допустимих напірних, енергетичних та геометричних характеристик свердловинних струминно-вихрових насосів, які забезпечують безкавітаційну роботу ежекційних систем.

7. Розроблені перспективні конструкції свердловинних ежекційних систем, що мають патентну новизну, спрямовані на підвищення ефективності здійснення технологічних операцій при бурінні, експлуатації та інтенсифікації процесу нафтогазовидобутку.

8. Визначені особливості використання програмних комплексів SolidWorks, Ansys та розробленої здобувачем спеціальної прикладної програми (заснованої на використанні мови програмування Python) для побудови моделей гідроабразивного зношування елементів ежекційної системи, напружено деформованого стану корпусних елементів струминного насоса, двох- та трьохконтурних наддолотних ежекційних систем та групового приводу встановлених в декількох свердловинах нафтових струминних насосів.

Висновки

На основі моделювання циркуляційних потоків в проточній частині струминного насоса розроблена система оцінки режимних параметрів, принципи проектування та взаємозв'язок між функціональним призначенням та техніко-економічними показниками [47] свердловинних ежекційних систем.

1. Розроблений алгоритм розрахунку напірної характеристики струминного насоса для умов його симетричного обертання в свердловині, який передбачає наступну послідовність операцій:

- на основі використання рівняння лінії розмежування робочого та інжектowanego потоку методом послідовних наближень визначаємо радіус нульової лінії змішаного потоку. Для орієнтовних розрахунків радіус нульової лінії може визначатись за наближеною формулою без використання методу послідовних наближень;
- визначення коефіцієнта нерівномірності швидкостей у входному перерізі камери змішування струминного насоса;
- визначення на основі методу послідовних наближень гідравлічних втрат в робочому потоці для високонапірного струминного насоса;
- визначення відносного напору струминного насоса.

2. Розроблена номограма для визначення відносних гідравлічних втрат в робочому потоці на ділянці між робочою насадкою та камерою змішування високонапірного струминного насоса DP_k / DP_p . Величина DP_k / DP_p представлена у вигляді двофакторної емпіричної залежності, отриманої на основі встановлення просторової орієнтації логарифмічно вирівняних параболічних кривих.

3. Шляхом логарифмічного вирівнювання отримані канонічні рівняння та побудовані номограми для визначення додаткового напору, зумовленого закруткою потоку:

- для робочого потоку: у вигляді трьох паралельних нерівномірних шкал;
- для інжектowanego потоку: у вигляді п'яти паралельних нерівномірних шкал.

4. Розроблений метод визначення граничних параметрів ежекційної системи за умови виникнення кавітації шляхом перенесення функціональних шкал і

побудови номограми у вигляді трьох горизонтальних суміщених квадрантів. В процесі побудови номограми залежність коефіцієнта стиснення струменя спрощена шляхом апроксимації (за допомогою програми Table Curve) у вигляді полінома з дробними степенями з наступним дослідженням отриманої емпіричної функції на екстремум.

5. На основі встановлення типів та місць зосередження гідравлічних опорів обґрунтовані рекомендовані схеми закрутки потоку в сучасних свердловинних ежекційних системах:

- закрутка робочого потоку доцільна в конструкціях всмоктувальних та нагнітально-всмоктувальних пристроїв для буріння та в пакерних і двотрубних пристроях для нафтовидобутку;
- закрутка інжектowanego потоку доцільна в конструкціях нагнітальних та нагнітально-всмоктувальних пристроїв для буріння та комбінованій насосній установці для нафтовидобутку.

6. Розроблена низка комп'ютерних моделей призначених для аналізу процесу гідроабразивної ерозії елементів ежекційних систем та прогнозування характеристик робочого процесу наддолотних та нафтових струминних насосів. Запропоновані моделі дозволяють підвищити довговічність свердловинних струминних насосів, збільшити ефективність первинного розкриття продуктивних горизонтів та зменшити собівартість нафтовидобутку.

7. На основі встановлення взаємозв'язку між функціональним призначенням та технологічною і техніко-економічною ефективністю окремих типів ежекційних систем встановлено, що пристрої нагнітального та всмоктувального типу забезпечують зниження собівартості буріння свердловини, а пристрої нагнітально-всмоктувального типу сприяють зростанню продуктивності свердловин. Закрутка потоку в проточній частині нафтопромислових струминних насосів дозволяє підвищити нафтовидобуток та зменшити виробничу собівартість валової продукції. Розроблено алгоритм визначення економічної доцільності застосування струминного насоса в бурінні на основі використання коефіцієнта зміни механічної швидкості буріння при застосуванні нової техніки.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

На основі нової постановки завдань досліджень, узагальнення та класифікації елементів конструкцій, систематизації класичних методів розв'язку задач гідромеханіки та формування принципів вибору областей їх використання розроблений новий теоретичний напрямок моделювання робочого процесу струминного насоса та вирішена проблема підвищення ефективності застосування свердловинних ежекційних систем. При цьому отримані такі нові науково-теоретичні та прикладні результати:

1. У результаті аналізу досвіду застосування ежекційних систем встановлена можливість підвищення ефективності їх використання шляхом створення в проточній частині струминного насоса циркуляційних течій: коефіцієнт інжекції зростає на 38,1 %; ККД – на 70 %; розрідження в приймальній камері – на 40 %. В процесі узагальнення і класифікації конструкцій та систематизації методів побудови математичних моделей визначені області та границі застосування окремих методів розв'язку задач, спрямованих на прогнозування режиму роботи основних схем застосування вихрових струминних насосів в свердловині.

2. Розроблена математична модель змішування потоків зі змінною границею поділу середовищ за допомогою тривимірних гідродинамічних функцій комплексної змінної у вигляді суми часткових розв'язків диференціальних рівнянь руху радіальної, циркуляційної та однорідної просторових течій, що дало змогу врахувати симетричне обертання ежекційної системи в свердловині та встановити закономірності її робочого процесу. Зміщення витоку і центру циркуляції в межах заданої області течії зменшує напір та ККД ежекційної системи.

3. Запропонований та технічно обґрунтований механізм локальної циркуляції змішуваних потоків на основі збереження кількості руху рідини в суміжних струменях з параболічним розподілом тисків. Отримані рівняння дозволяють додатково врахувати наявність в проточній частині струминного насоса направляючих елементів для закручування потоку та встановити особливості робочого процесу вихрових ежекційних систем:

- напір та ККД ежекційної системи прямопропорційні витраті, куту нахилу направляючих елементів та коефіцієнту інжекції і оберненопропорційні геометричному параметру струминного насоса;
- максимальний напір та ККД струминного насоса відповідають одночасному закручуванню робочого та інжектowanego потоку;
- асиметричне закручування зменшує напір та ККД струминного насоса.

4. На основі теорії конформних відображень, законів збереження енергії, суцільності потоку та балансу витрат і напорів запропонована математична модель взаємодії суміжних кавітаційних потоків у вигляді центральної течії із змінним параболічним розподілом швидкостей та периферичної кільцевої однорідної течії із асимптотичною границею розмежування. Це дозволило запропонувати механізм та встановити особливості впливу обертання потоку на кавітаційні характеристики свердловинної ежекційної системи: обертання потоку зменшує імовірність виникнення кавітаційного режиму робочого сопла Вентурі та підвищує імовірність виникнення кавітаційного режиму камери змішування струминного насоса.

5. На основі експериментальних досліджень впливу циркуляційних потоків на характеристику свердловинних ежекційних систем доведена адекватність математичних моделей робочого процесу вихрового струминного насоса: середня похибка теоретичного визначення відносного напору не перевищує 10 %. В процесі аналізу умов подібності циркуляційних потоків із застосуванням удосконалених критеріальних параметрів встановлені границі використання результатів експериментальних досліджень.

6. Розроблені теоретичні основи створення свердловинних вихрових струминних насосів шляхом розробки спрощених розрахункових алгоритмів та побудови номограм для вибору режимних параметрів експлуатації, обґрунтування вибору схеми закрутки потоку, створення нових конструкцій нафтогазових ежекційних систем та встановлення зв'язку між функціональним призначенням та технологічною і техніко-економічною ефективністю окремих типів ежекційних систем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білецький В. С. Моделювання у нафтогазовій інженерії: навч. Посібник. Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Львів: Новий Світ – 2000, 2021. 306 с.
2. Білецький В. С., Смирнов В. О., Сергєєв П. В. Моделювання процесів переробки корисних копалин: Посібник / НТУ «Харківський політехнічний інститут», Львів: «Новий Світ- 2000», 2020. 399 с.
3. Витвицький Я.С. Економіка нафтогазорозвідувальних робіт. Івано-Франківськ: Місто НВ, 2004. 324 с.
4. Володарский Є.Т., Кошева Л.О. Статистична обробка даних. Київ: Національний авіаційний університет, 2008. 308 с.
5. Гідравліка / М.П. Андрійшин, Л.В. Возняк, Р.Ф. Гімер, К.Г. Донець, М.І. Мердух; за ред. Р.Ф. Гімера: Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ: Факел ІФНТУНГ, 2000. 253 с. ISBN 966-7327-14-0.
6. Данілов В.Я. Статистична обробка даних: навчальний посібник. 2019. 156 с.
7. Дубей О.Я. Підвищення ефективності установок свердловинних штангових насосів шляхом застосування нафтогазових ежекторів: автореф. дис. ... канд..техн.наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2016. 218 с.
8. Дудикевич А. Т., Кардаш А. І., Левицька С. М. Побудова алгоритму розв'язування задачі Діріхле для рівняння Пуассона в сферичних областях. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2013. № 2. С. 96–100.
9. Економіка нафтогазових підприємств / Я.С.Витвицький, У.Я.Витвицька, І.М.Метошоп, В.М.Кузьмін та ін.; за ред. Я.С.Витвицького та М.О.Данилюка. Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2013. 604 с.
10. Ігнатенко В.М., Зеленський К.Х., Бовсуновська К.С. Математичне моделювання закручених потоків у циклонних камерах. Міжвідомчий науково-технічний збірник «Адаптивні системи автоматичного управління». 2014. № 2(25). С. 10–19.

11. Качмар Ю.Д. Інтенсифікація припливу вуглеводнів у свердловину / Ю.Д. Качмар, В.М. Світлицький, Б.Б. Синюк, Р.С. Яремійчук. Львів: Центр Європи, 2004. 351 с.

12. Кисельов О.В., Комарова І.Б., Мілька Д.О., Бакарджієв Р.О. Статистична обробка і оформлення результатів експериментальних досліджень (із досвіду написання дисертаційних робіт): навчальний посібник, за заг. ред. Д.О. Мілька; Інститут механізації тваринництва НААН. Електронний аналог друкованого видання (електронна книга). Запоріжжя : СТАТУС, 2017. 1181 с.

13. Ковальчук Н.В., Труш М.М. Програма розрахунку характеристик відцентрового насосу з визначенням параметрів робочої зони. Наукові записки Кіровоградського національного технічного університету. 2015. Вип. 18. С. 25–30.

14. Кривошея С.А., Перестюк М.О., Бурим В.М. Диференціальні та інтегральні рівняння. К.: Либідь, 2004. 408 с.

15. Кузьмін О.О. Вдосконалення свердловинного обладнання для попередження відкладів піску, парафіну та смол: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12 / Кузьмін Олександр Олексійович. Івано-Франківськ, 2012. 137 с.

16. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник. Київ: ІНКОС, 2006. 616 с. <https://dspace.nuft.edu.ua/handle/123456789/3187>.

17. Кулінченко В.Р., Деменнюк О.М., Ломейко О.П., Конструювання насосних установок із застосуванням ежекційних насосів. Інституційний репозитарій Національного університету харчових технологій. 2012. 10 с. <https://dspace.nuft.edu.ua/handle/123456789/2187>.

18. Кулінченко В.Р., Ломейко О.П. Лопатеві і гідроструминні багатофункціональні насосні установки (проектування, розрахунок і експлуатація): навчальний посібник. Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2011. 260 с.

19. Марчевський В.М., Гробовенко Я.В. Аеродинаміка вихрових потоків сушильного агенту в сушильній камері. ВІСНИК ЖДТУ. 2018. № 1 (81). С. 38–42.

20. Мельник В.І. Цимбал Б.М. Аналіз теоретичних досліджень інтенсифікованого теплообміну в трубах. Інженерія природокористування. 2020. № 1(15). С. 13–28. [https://doi.org/10.37700/enm.2020.1\(15\)](https://doi.org/10.37700/enm.2020.1(15)).

21. Мельников О.П. Дослідження впливу геометричних параметрів проточної частини свердловинного струминного насоса на його характеристики. Науковий вісник ІФНТУНГ. №2 (35). С. 165–173.

22. Мельников О.П., Паневник О.В. Дослідження характеристики свердловинних струминних насосів. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2011. № 2(28). С. 23–27.

23. Мислюк М. А. Моделювання явищ і процесів у нафтогазопромисловій справі. Івано-Франківськ: Івано-Франківський національний технічний університет нафти та газу. 1999 р. 494 с.

24. Мислюк М.А., Рибчич І.Й., Яремійчук Р.С. Буріння свердловин: довідник у 5 т. К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. II: Промивання свердловин. Відробка доліт. 303 с.

25. Мочернюк Д.Ю., Лівак І.Д., Костишин В.С., Концур І.Ф. Основи моделювання. Івано-Франківськ: Факел, 2003. 216 с.

26. Найко Д.А., Шевчук О.Ф. Теорія ймовірностей та математична статистика: навчальний посібник. Вінниця: Вінницький національний аграрний університет, 2020. 383 с.

27. Огірко О.І., Галайко Н.В. Теорія ймовірностей та математична статистика: навчальний посібник. Львів: ЛьвДУВС, 2017. 292 с.

28. Онацко Р.Г. Обґрунтування раціональних режимів роботи свердловинних струминних насосів: дис. ... канд. техн. наук.: 05.05.12 / Онацко Роман Георгієвич. Івано-Франківськ, 2006. 172 с.

29. Організація і планування операційної діяльності нафтових підприємств / Витвицький Я.С., Андрійчук І.В., Лесюк О.І., Витвицька І.Я., Чарковський В.М. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. 364 с.

30. Паневник Д.О. Аналіз досліджень впливу закручування потоку на характеристику свердловинних струминних насосів. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2020. № 4(77). С.31-40.

31. Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку нафтогазових ежекційних технологій. Міжнародний науковий форум «Нафтогазова енергетика 2023» 12-14 жовтня 2023 р, Буковель. С. 39 – 42. ISBN 978-617-8282-74-5.

32. Паневник Д.О. Визначення характеристик струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2021. № 2(51). С. 55–65. DOI: 10.31471/1993-9965-2021-2(51)-55-65.

33. Паневник Д.О. Використання вихрової функції для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2022. № 3(84). С. 24–32.

34. Паневник Д.О. Використання комплексного потенціалу плоскорадіального потоку для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2022. № 1(52). С. 42–49. [https://doi.org/ 10.31471/1993-9965-2022-1\(52\)-42-49](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-1(52)-42-49).

35. Паневник Д.О. Використання методу конформних відображень для контролю кавітаційних характеристик струминного насоса. Методи та прилади контролю якості. 2022. № 1 (48). С. 18–26. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1\(48\)-18-26](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1(48)-18-26).

36. Паневник Д.О. Дослідження гідравлічних характеристик струминного апарата для попередження викидів низьконапірного нафтового газу. Екологічна безпека та збалансоване ресурсокористування. 2023. № 1(27). С. 43 – 53. [https://doi.org/10.31471/2415-3184-2023-1\(27\)-43-53](https://doi.org/10.31471/2415-3184-2023-1(27)-43-53).

37. Паневник Д.О. Дослідження експлуатаційних характеристик високонапірного струминного насоса при його обертанні в свердловині. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2022. №2(83). С. 63–70. [https://doi.org/10.31471/1993-9973-2022-2\(83\)-63-70](https://doi.org/10.31471/1993-9973-2022-2(83)-63-70).

38. Паневник Д.О. Дослідження кінематики радіального робочого потоку свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2022. № 2(53). С. 23–30.

39. Паневник Д.О. Математична модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків при обертанні свердловинної ежекційної системи. Методи та

прилади контролю якості. 2022. № 2 (49). С. 95–102. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-2\(49\)-95-102](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-2(49)-95-102).

40. Паневник Д.О. Метод контролю кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса. Методи та прилади контролю якості. 2023. № 2 (51). С. 72–80. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2023-2\(51\)-72-80](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2023-2(51)-72-80).

41. Паневник Д.О. Моделювання компонентів змішаного потоку свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2023. № 2(55). С. 54–60. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-2\(55\)-54-60](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-2(55)-54-60).

42. Паневник Д.О. Моделювання напружено-деформованого стану елементів нафтового струминного насоса. XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні», 9 - 13 лютого 2026, Івано-Франківськ Ярмче, 2026. С. 150–151.

43. Паневник Д.О. Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса. Проблеми тертя та зношування. 2021. № 4. С.115–121. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.4\(93\).16284](https://doi.org/10.18372/0370-2197.4(93).16284).

44. Паневник Д.О. Модельне дослідження асиметричної обертальної течії в проточній частині свердловинного струминного насоса. Mechanics and Advanced Technologies (Механіка і передові технології. Київський політехнічний інститут). 2023. Vol. 7, No. 1. С. 84–90. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2023.7.1.274050>.

45. Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units, no. 2'2023. С. 49 – 55. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2023.2.07>.

46. Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ITMM-2024. 10–11 квітня 2024 року, Дніпро: ННІ «Інститут промислових і бізнес технологій» Українського державного університету науки і технологій (УДУНТ), 2024. С. 292–296. <https://doi.org/10.34185/1991-7848.itmm.2024.01.054>.

47. Паневник Д.О. Обґрунтування ефективності реалізації нафтогазових ежекційних технологій. Науковий вісник ІФНТУНГ. Серія: Економіка та управління в нафтовій і газовій. 2023. № 2(28). С.31–40.

48. Паневник Д.О. Обґрунтування методу моделювання циркуляційних потоків при обертанні наддолотного струминного насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2021. №3(80). С. 46–52.

49. Паневник Д.О. Побудова номограм для визначення характеристик струминного насоса при його обертанні в свердловині. Нафтогазова енергетика. 2022. № 1(37). С. 80–87. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-1\(37\)-80-87](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-1(37)-80-87).

50. Паневник Д.О. Прогнозування процесу гідроабразивного зношування проточної частини свердловинного струминного насоса. XII Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології у машинобудуванні АТМЕ-2024» 5-9 лютого 2024 р. Яремче. С. 112 – 113. ISBN 978-617-8320-14-0.

51. Паневник Д.О. Удосконалення конструкції свердловинного струминного насоса. Нафтогазова енергетика. 2022. № 2(38). С. 76–84. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-2\(38\)-76-84](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-2(38)-76-84).

52. Паневник О.В., Концур І.Ф., Лівак І.Д., Онацко Р.Г., Михайлюк В.В., Кобльовський В.І. Експериментальне дослідження свердловинних струминних насосів. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2011. №1 (27). С. 66–74.

53. Паневник О.В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.12 / Паневник Олександр Васильович. Івано-Франківськ, 2000. 359 с.

54. Пат. України 65949, МКИ⁷ E21B10/18 Пристрій для буріння свердловин / Паневник О.В, Онацко Р.Г.; заявник Івано–Франківський національний технічний університет нафти і газу. №a2003108888; заявл. 01.10.2003; опуб. 15.06.2004, Бюл. № 6.

55. Пат. України 119724, МПК (2019.01) E 21B 10/18, 21/00. Пристрій для буріння свердловин /Паневник Д.О.; заявник Івано–Франківський національний технічний університет нафти і газу. №201805856; заявл. 25.05. 2018; опуб. 25.07.2019, Бюл. 14. 4с.: іл.

56. Пат. України 126048, МПК (2022.01) F04F 5/04 (2006.01), F04B 47/00, E 21B 43/00. Свердловинна насосна установка / Паневник Д.О.; заявник Івано–Франківський національний технічний університет нафти і газу. №а202100639; заявл. 15.02.2021; опуб. 03.08.2022, Бюл. 31. 4с.: іл.

57. Поворознюк А.І., Панченко В.І., Філатова А.Є. Методологія та організація наукових досліджень: навч. посіб. Харків : "НТМТ", 2016. 192 с.

58. Рубан А.І., Гогоці Ю.Г., Гусак О.Г. Теорія поля: підручник. Суми: Сумський державний університет, 2023. 279 с.

59. Собко В., Браташ О., Ільків О. Використання ортогональних та біортогональних розкладів в прикладних задачах. Збірник матеріалів XIV Міжнародної наукової конференції: «Моделювання та інформаційні технології у фізичному вихованні і спорті», 27 червня 2018 р., Львів: Видавництво "Растр-7". 60 с.

60. Статюха Г.О., Складанний Д.М, Бонаренко О.С. Вступ до планування оптимального експерименту: навчальний посібник.: К.: ІВЦ «Політехніка», 2011. 117 с.

61. Туз В.О., Лебедь Н.Л. Теплогідравлічні розвірки у витих мікротеплообмінниках, розташованих в кільцевих каналах. Енерготехнології та ресурсозбереження. 2021. № 4. С. 71–79. <https://doi.org/10.33070/etars.4.2021.07>.

62. Турик В.М., Кочін В.О., Кочіна М.В. Дослідження способу керування структурою течії у вихрових камерах криловими вихорогенераторами. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 1/5(91) 2018. 23 p. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121962>.

63. Хлапук М.М., Безусяк О.В., Волк Л.Р. До теорії турбулентності потоку в трубопроводах. Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. 2021. № 1(93). С. 76–92. <https://doi.org/10.31713/vt120216>.

64. Чудик І.І., Паневник Д.О. Аналіз процесів цифрової трансформації нафтогазової галузі. Нафтогазова енергетика. 2023. № 2(40). С. 73–87.

65. Чудик І.І., Паневник Д.О. Визначення характеристик свердловинного струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків. Нафтогазова

енергетика. 2025. № 1(43). С. 32–40. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2025-1\(43\)-32-40](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2025-1(43)-32-40).

66. Чудик І.І., Паневник Д.О. Цифрове моделювання свердловинних струминних насосів: монографія. Івано-Франківськ: СИМФОНІЯ ФОРТЕ, 2025. 156 с.

67. Шандровський Т.Р., Якимечко Я.Я. До проблеми створення насосів для підймання із свердловин високовязких нафт. Нафтова і газова промисловість. 1999. № 2. С. 41–44.

68. Шкіль М.І., Лейфура П.Ф., Самусенко П.Ф.. Диференціальні рівняння. К.: Техніка, 2003. 368 с.

69. Яремійчук Р.С., Возний В.Р. Освоєння та дослідження свердловин Львів: Вища школа, 1994. 440 с.

70. Яремійчук Р.С. Освоєння свердловин. Центр Європи: Львів, 2007. 368 с.

71. Яремійчук Р.С. Технологія інтенсифікації припливу рідин і газів з продуктивних пластів з використанням струминних апаратів. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2001. № 1. С. 35–39.

72. Abdreshov S.A., Seitassanov I.S., Yakovlev A.A., Zulpykharov B.A., Zhakupova Z.Z. Technology of water lifting from wells using an improved water jet pump installation. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. Vol. 9. Issue 6. P. 1155-1166.

73. Abirov A.A., Molchanov V.S., Zharkenov E.B., Omarov J.M., Suleymenov K.B. Efficiency of hydraulic elevators in the process of water treatment. Science and technology of Kazakhstan. 2012. №1-2. P. 7–15.

74. Air fuel mixer for gas turbine combustor: pat. US6141967A USA: Cl. F23R 3/14. № 09/005343; 09.01.1998; publ.07.11.2000.

75. Alahmadi Y. H., Awadh S.A., Nowakowski A.F. Simulation of Swirling Flow with a Vortex Breakdown Using Modified Shear Stress Transport Model. Industrial & Engineering Chemistry Research. 2021. P. No 60. 6016–6026. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.1c00158>.

76. Alemi M., Ialalifar H., Kamali G., Kalbasi M. A Prediction to the best artificial lift method selection on the basic of Topsis model. *Journal of Petroleum and Gas Engineering*. 2010. Vol.1(1). P.9–15.

77. Anderson J., Freeman R., Pough T. Petroleum Technology Digest : Hydraulic jet pumps prove well suited for remote Canadian Field. *World Oil*. 2006. №8. P.71-77.

78. Andreussi P., Sodini S., Faluomi V., Ciandri P., Ansiati A., Paone F., Battaia C., De Ghetto G. Multiphase ejector to boost production: first application in the Gulf Mexico. *Offshore Technology Conference*, 5–8 May 2003, Texas (USA). OTC–15170–MS. 8 p.

79. Apparatus or vacuum-cleaners: pat. 995969A USA: Cl. F04F5/10. № 587,253; 15.10.1910; publ. 20.06.1911.

80. Aspirator: pat. 857920A USA: Cl. F04F5/46. № 344,654; 22.11.1906; publ. 25.06.1907.

81. Ault J.T. Swirling flows with applications to energy and biology: dissertation in Candidacy for the Degree of Doctor of Philosophy. Acceptance by the Department of Mechanical and Aerospace Engineering. Princeton University, Princeton, 2017. 250 p.

82. Bai J., Yu F., Jiang Z., Li Y., Shang B., Yan M. First Attempt of Injection-Production Integrated Technology for Steam Stimulation in Bohai Bay, China. In *Proc. International Petroleum Technology Conference 2021*, Ann Arbor, [online]. 8 p. <https://doi.org/10.2523/IPTC-21185-MS>.

83. Banu J., Mani A. Numerical studies on ejector with swirl generator. *International Journal of Thermal Sciences*. 2019. Vol. 137. P. 589–600. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.033>.

84. Bauzvand A., Tavousi E., Noghrehabadi A., Behbahani-Nejadh M. Study of a novel inlet geometry for ejectors. *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 139. P. 113–127. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.04.011>.

85. Beer J.V., Chigier N.F. *Combustion aerodynamics*. Malabar: Krieger, 1972. 264 p.

86. Birkhoff G., Zarantonello E.H. *Jets, wakes and caviitas*. New York: Academic Press Inc. Publishers, 1957. 466 p.

87. Boushaki T., Sautet J.C., Labegorre B. Control of flames by radial jet actuators in oxy-fuel burners. *Combustion and Flame*. 2009. No 156(11). P. 2043-2055. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2009.06.013>.

88. Boushaki T. *Swirling Flows and Flames*. London: Intech open, 2019. 118 p. <https://doi.org/10.5772/intechopen.75295>.

89. Boyce M.P. Compressor and Turbine Performance Characteristics. *Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition)*. 2012. P. 139–176. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-383842-1.00003-2>.

90. Brown K.E. Overview of artificial lift systems. *Journal of Petroleum Technology*. 1982. Vol. 34. No10. P.2384–2391.

91. Bui V.A. Simplified turbulence models for confined swirling flows. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2008. Vol. 2. No 4. P. 404–410. <https://doi.org/10.1080/19942060.2008.11015240>.

92. Carvalho P.M., Podio A.L., Sepehrnoori K. An electrical Submersible jet pump for gassy oil wells. *Journal of Petroleum Technology*. 1999. № 5. P.34–35.

93. Carvalho P.M., Podio A.L., Sepehrnoori K. Modeling a Jet Pump with an Electrical Submersible Pump for Production of Gassy Petroleum Wells. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans (USA) 27–30 September 1998*. SPE 48934. P.53–65.

94. Chang T.-H., Lee C.-H. Swirling Flow in Tubes with Sudden Expansion by Using 3D Particle Image Velocimetry Technique. *International Conference on Human Computer Interaction. Series: Communications in Computer and Information Science*. 2012. Vol. 342. P. 90–95. https://doi.org/10.1007/978-3-642-35270-6_13.

95. Chavan C., Jha M., Singh M.K., Singh R. Selection and Successful Application of Jet Pumps in Mangala Oil field: A Case Study. *SPE Artificial Lift Conference and Exhibition held in Manama, Bahrain, 27-28 November 2012*. SPE 163116. 24 p. <https://doi.org/10.2118/163116-MS>.

96. Chen S., Yang D., Zhang Q., Wang I. An integrated Sand cleanout system by employing jet pumps. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2009. Vol. 48. № 5. P.17–23.

97. Chen X., Gao D., Guo B. A method for optimizing jet-mit-bit hydraulics in horizontal drilling. SPE Journal. 2016. №4. P. 416–422.

98. Chen X., Cao T., Yu K., Gao D., Yang J., Wei H. Numerical and experimental investigation on the depressurization capacity of a new type of depressure-dominated jet mill bit. Petroleum Science. 2020. Petroleum Science. 2020. No 17. P. 1602–1615. <https://doi.org/10.1007/s12182-020-00472-8>.

99. Chudyk I.I., Cherniuk V.V., Panevnyk D.O., Panevnyk O.V. The study of hydromechanical characteristics of a well jet pump. Nafta-Gaz .2025. No 9. P. 585–596. <https://doi.org/10.18668/NG.2025.09.03>.

100. Chudyk I.I., Panevnyk D.O. Investigation of the effect of flow swirl on the performance characteristics of a downhole jet pump. UPB Scientific Bulletin, Series D Mechanical Engineering. 2025. Vol. 87. Issue 4. P. 281 – 296. ISSN 1454-2358.

101. Chudyk I., Panevnyk D. Determination of Experimental Characteristics of a Jet-vortex Pump. Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. 2024. Vol. 68(4). P. 361–369. <https://doi.org/10.3311/PPme.38631>.

102. Clark C., Kosmicki R. Hydraulic jet pumps prove worth for lifting early production. World Oil. 2014. № 5. P. 68–73.

103. Coll B., Laws G., Jeanpert J., Sportelli M., Svoboda C., Trimble M. Specialized Tools for wellbore debris recovery. Oilfield Review. 2013. № 24(4). P. 4–13.

104. Corteville I.C., Ferschneider G., Hoffman F.C., Valentin E.P. Research on Jet Pumps for Single and multiphase Pumping of Crudes. 62 nd Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers, 27-30 Sept. 1987, Dallas. P. 437–448.

105. Craft T.J., Iacovides H., Launder B., Zacharos A. Some swirling-flow challenges for turbulent CFD. Proceedings of CHT-08 ICHMT International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer, May 11–16 2008, Marrakesh (Morocco). 14 p. <https://doi.org/10.1615/ICHMT.2008.CHT>.

106. Cunningham R.G., Hansen A.G., Na, T.Y. Jet Pump Cavitation. ASME J. Basic Engineering, 1970., V. 92. P. 483–492.

107. Doerfler R. Dead Reckonings: Lost Art in the Mathematical Sciences. 2008. 25 p.
108. Domagala M. Simulation of cavitation in jet pumps. Technical transactions mechanics. 1-M. 2013. № 7(2) P.51–58. <https://www.ejournals.eu> › pliki › art.
109. Downhole jet pump. Pat. № US4790376A USA, Cl. E21B43/129. Appl. US06/935,819; filed: 28.11.1986; pub. date: 12.13.1988.
110. Drilling sub: pat. 4479558 USA: Cl. E21B17/18. №290296; 05.08.1981; publ. 30.1.1984.
111. Dugue L., de Almeida V.A., Chagas I.V., Barros R., Fonseca P., Siqueira N. Concentric coiled tubing well vacuuming effectively removes flowline hydrates. SPE/CoTA Coiled Tubing and Well Intervention Conference. Woodland (Texas, USA), march 27-28. 2012. 6 p.
112. Eckel I.E., Deily F.H., Deily L.W., Ledgerwood L.W. Development and Testing of Jet Pump pellet impact drill bits. 30 th Annual Fall Meeting of the Petroleum Branch of the American Institute of Mining and Metallurgical Engineers, New Orlean (USA), oct. 2-5 1955. 15 p.
113. Ejector and refrigeration cycle apparatus: pat. JP4812665B2 Japan: Cl. F25B 1/00. № 2007-68591; 16.03.2007; publ. 09.11.2011.
114. Ejector decompression device: pat. 6931887 USA: Cl. F25B 9/008. № 10/921,034; 26.08.2003; publ. 23.08.2005.
115. Ejector-type decompression device and refrigeration cycle provided with the same: pat. JP5182159B2 Japan: Cl. F25B 1/00. № 2009-54054; 06.03.2009; publ. 10.04.2013.
116. Ejector-type depressurizer for vapor compression refrigeration system: pat. 6904769B2 USA: Cl. F25B 1/06 . № 10/437794; 15.05.2002; publ. 14.06.2005.
117. Ejector with Motive Flow Swirl: pat. 2014/0083121 USA: Cl. F25B I/06. № 14/003559; 10.04.2012; publ. 27.03.2014.
118. Elbaz A.M., Robert W.L. Investigation of the effects of quarl and initial conditions on swirling non-premixed methane flames: Flow field, temperature, and

species distributions. *Fuel*. 2016. No 169. P. 120-134.
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.12.015>.

119. El-Sallak M., Hefny M. The influence of inlet swirling on the aeration performance of liquid jet gas pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. Journal of Power and Energy*. 2010. Vol. 224. Issue 2. P. 211–221.
<https://doi.org/10.1243/09576509JPE800>.

120. Enciso Al., Peralta-Salas D. Beltrami fields and knotted vortex structures in incompressible fluid flows. *Bulletin of the London Mathematical Society*. 2023. Vol. 55. Issue 3. P. 1059 – 1153. <https://doi.org/10.1112/blms.12780>.

121. Escue A., Cui J. Comparison of turbulence models in simulating swirling pipe flows. *Applied Mathematical Modelling*. 2010. Vol. 34. Issue 10. P. 2840-2849.

122. Evaporator unit: pat. JP5493769B2 Japan: Cl. F25B 5/04, F25B 1/00, F25B 5/00. № 2009-268351; 12.01.2009; publ. 14.05.2014.

123. Evdokimov O.A., Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V., Guryanov A.I. CFD Simulation of a Vortex Ejector for Use in Vacuum Applications. *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series* 1128 (2018) 012127 P. 1–7.
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/1128/1/012127>.

124. Expansion valve having a grooved valve member and refrigeration device including the same: pat. 7832653B2 USA: Cl. F25B41/35. № 11/883,238; 28.02.2005; publ. 16.11.2010.

125. Falk K., Fraser B. Sand Cleanout Technology For Horizontal Wells. *Annual Technical Meeting*, June 6–8 1995, Calgary, Alberta. Paper Number: PETSOC-95-57. 9 p. <https://doi.org/10.2118/95-57>.

126. Fuel injection system with improved air/fuel homogenization: pat. US5941075A USA: Cl. F23R3/14. № 694872; 05.09.1996; publ.24.08.1999.

127. Gallaire F., Chomaz J.-M. Instability mechanisms in swirling flows. *Physics of Fluids*. 2003. № 15. P. 2622–2639. <https://doi.org/10.1063/1.1589011>.

128. Gas-liquid two-phase fluid distributor: pat. JP4609388B2 Japan: Cl. F25B 41/00, F25B 1/00, F25B 5/04. № 2006-182386; 30.06.2006; publ. 12.01.2011.

129. Gas turbine fuel injector: pat. US6289677B1 USA: Cl. F23C7/02. № 09/577577; 22.05.1998; publ.18.09.2001.

130. Generator with jet pump and air pressurization system: pat. EP 3677753 A1 European : F01D 15/10 (2006.01), F01D 25/12 (2006.01), F02C 7/18 (2006.01), H02K 1/32 (2006.01), H02K 9/19 (2006.01), F02C 7/32 (2006.01), F02C 7/22 (2006.01), F01D 25/20 (2006.01), F02C 7/275 (2006.01), F04F 5/04 (2006.01), H02K 5/04. № 19219182.3; 21.12.2019; publ. 08.07.2020.

131. Glasser L., Doerfler R. A brief introduction to nomography: graphical representation of mathematical relationships. International Journal of Mathematical Education In Science & Technology. 2018. Vol. 50(8). P. 1–12. <https://doi.org/10.1080/0020739X.2018.1527406>.

132. Greitzer E.M., Tan C.S., Graf M.B. Internal Flow. Chapter 8: Flow in rotating passages. Cambridge University, 2004. P. 347 – 388. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511616709.009>.

133. Greitzer E.M., Tan C.S., Graf M.B. Internal Flow. Chapter 8: Swirling flow. Cambridge University, 2004. P. 389–445. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511616709.010>.

134. Guillaume D.W., Judge T.A. Improving the efficiency of a jet pump using a swirling primary jet. The Review of scientific instruments. 2004. Vol. 75. Issue 2. P. 553–555. <https://doi.org/10.1063/1.1638873>.

135. Gui, N., Yang X. Gas-Particle and Granular Flow Systems: Vortex breakdown. Chapter 4. Application in gas-particle flows Coupled Numerical Methods and Applications. 2020. P. 123-205. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-816398-6.00013-4>.

136. Gurevich M.I. Theory of jets in ideal fluids. New York and London: Academic Press, 1965. 420 p.

137. Hakiki F., Wibowo A.T., Rahmawati S.D., Yasutra A. An Analytical Model for Multilayer Well Production Evaluation to Overcome Cross-Flow Problem. SPE/IATMI Asia Pacific Oil & Gas Conference and Exhibition, Bali, Indonesia, 17—19 October 2017. SPE-186275-MS. 14 p. <https://doi.org/10.2118/186275-MS>.

138. Hanada T., Sawamoto T., Takahashi K. In-line mixing for high reactive species using swirl flow ejector. Proceedings of XXV European Conference on Mixing "MIXING 15": Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2016. Vol. 50. Issue. 6. P. 932–936. <https://doi.org/10.1134/S0040579516060063>.

139. Haughton D.B., Connel P. Reliable and effective downhole cleaning system for debris and junk removal. Proceeding of the SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition, Adelaide, Australia, 11-13 september 2006. SPE 101727. 9 p.

140. Hernandez B., Fraser B., Martin de Juan L., Martin M. Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling of Swirling Flows in Industrial Counter-Current Spray-Drying Towers under Fouling Conditions. Industrial & Engineering Chemistry Research. 2018. Vol. 57. Issue 35. P. 11988–12002. <https://10.1021/acs.iecr.8b02202>.

141. Hirosawa S., Fujimoto M., Yamagishi H. Application of jet pump using tubing in Yurikara SK – 16 DH. Journal of the Japanese Association for Petroleum Technology. 2009. Vol.74. № 6. P. 524–529.

142. Huang Y., Zhu L., Zou D., Liao H., Wang J., Yan J., Zhou Y., Wang Z. Study an structure parameters of reverse circulation drill bit secondary injector device based on injector coefficient. Proc. IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference, Singapore. 22–24 August, 2016. IADC/SPE – 180539 – MS. 9 p. <https://doi.org/10.2118/180539-MS>.

143. Hughes J. Underbalanced horizontal drilling could it be the ultimate completion Technique? URL: <http://www.sunstone technologies.net>. (accessed 2014). 15 p.

144. Iyogun C.O., Birouk M., Kozinski J.A. Experimental investigation of the effect of fuel nozzle geometry on the stability of a swirling non-premixed methane flame. Fuel. 2011. Vol. 90. Issue 4. P. 1416-1423. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.12.033>.

145. Jason S. Coiled Tubing "Vacuum" Restores North Slope Wells. Journal of Petroleum Technology. 2008. Vol. 60 (02). P. 28-31. SPE-0208-0028-JPT. <https://doi.org/10.2118/0208-0028-JPT>.

146. Jet nozzle mixer: pat. US6854260B2 USA: Cl. F02K1/48. № 10/314,101; 07.12.2001; publ. 15.02.2005.

147. Jet pumping device: pat. 6210123 USA: Cl. F04F 5/00. № 09/468336; 23.12.98; publ. 03.04.2001.

148. Jet pump: pat. 3134338A USA: Cl. F04F 5/466. № 129689; 07.08.1961; publ. 26.05.1964.

149. Jet pump: pat. 4810170A USA: Cl. F04F 5/00. № 152341; 04.02.1988; publ. 07.03.1989.

150. Jet pump structure for a fuel tank: pat. US5082426A USA: Cl. F02M37/0094. № 379784; 15.07.1988; publ. 21.01.1992.

151. Joldassov S.K., Sarbassova G.A., Bekmuratov M.M., Smailov B.Sch., Rustem E.I., Zholamanov N.Zh., Yangiev A.A. New constructions of sediment exclusion works. News of the Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan. 2019. Vol. 6. No 438. P. 184–189. <https://doi.org/10.32014/2019.2518-170X.169>.

152. Kaliuzhnyi A., Molchanov P., Savyk V., Knysh M., Yaremiychuk R. Determining foaming regularities enabled by a five-nozzle foam generator for drilling technologies under conditions of abnormally low pressures. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2022. 4(1–118). P. 72–79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.262506>.

153. Khelifa C.B., Fraser K., Pugh T. Subsea hydraulic Jet pump optimizes well development offshore Tunisia. World Oil. 2015. №11 5 p.

154. Kinishita S., Yamaguchi S., Izumi R. A study of the turbulent mixing of the co-axial round jet considering the variation of the eddy Reynolds number. Bulletin ISME. 1977. № 21 (153). P. 439-446.

155. Kochin N.E., Kibel I.A., Roze N.V., Dean, W.R. Reviewer Journal of Applied Mechanics. 1966, 33(1) P. 237. <https://doi.org/10.1115/1.3625011>.

156. Kuneš J. Dimensionless Physical Quantities in Science and Engineering. 3.1.30 Froude Number. 2012. P. 53–133. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-416013-2.00003>.

157. Leagas T., Seefeldt G., Hoon D. Ejector Technology for Efficient and Cost Effective Flar Gas Recovery. GPA-GCC 24th Annual Technical Conference. Kuwait City (Kuwait), May 10-11, 2016. 10 p.

158. Leloudas S.N., Lygidakis G.N., Delis A.I., Nikolos I.K. An artificial compressibility method for axisymmetric swirling flows. *Engineering Computations*. Vol. 38. Issue 10. P. 3732–3767. <https://doi.org/10.1108/EC-10-2020-0594>.
159. Li H., Tomita Y. Characteristics of Swirling Flow in a Circular Pipe. *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme*. 1994. Vol. 116. Issue 2. P. 370-373. <https://doi.org/10.1115/1.2910283>.
160. Li J., Misselbrook J. Sand Cleanout with Coiled Tubing: Choise of Process, Tools or Fluids. *SPE Europec / EAGE Annual Conference and Exhibition, Rome (Italy)*, 9-12 june 2008. SPE 113267. 27 p.
161. Liu H.L., Li M.H., Wu X.F., Tan M.G., Lu Y.D. Investigation on performance in water jet pump under turning conditions. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 14. Issue 2. P. 1–12.
162. Long X., Zhang J., Wang Q., Xiao L., Xu M., Lyu Q., Ji B. Experimental investigation on the performance of jet pump cavitation reactor at different area ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science (EXP THERM FLUID SCI)*2016. № 78. P. 309-321. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.018>.
163. Long Y., An. C., Zhu R., Chen J. Research on hydrodynamics of high velocity regions in a water-jet pump based on experimental and numerical calculations at different cavitation conditions. *Physics of Fluids*. 2021. Vol. 33. Issue 4. 8 p. <https://doi.org/10.1063/5.0040618>.
164. Lyakh M.M., Savyk V.M., Molchanov P.O. Experimental and industrial research on foamgenerating devices. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2017. № 5. P. 17–23. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2017_5_5.
165. Lyamasov A.A., Orahelashvili B.M., Gribkov A.M. Numerical Simulation of Double Surface Liquid Ejector with Flow Swirl for Centrifugal Pump. *E3S Web Conf*. 2021. Vol. 320. P. 1–11. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132004003>.
166. Lyubin E.A. Substance of Oil vapor Recovery Technology Using Ejector System for Vertical Cylindrical Storage Oil Tanks. *Middle-East Journal of Scientific Research*. 2014. Vol. 21(1). P.140-143.

167. Malikov Z.M., Fayziev R.A., Navruzov D.P., Malikov B.Z. Simulation of swirling flows based on modified two-fluid turbulence model. The 6th International Conference on Future Networks & Distributed Systems ICFNDS '22, Tashkent, Uzbekistan, December 2022. P. 27–32. <https://doi.org/10.1145/3584202.3584207>.

168. Meakhail T.A., Teaima I.R. A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance. International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT). 2013. Vol. 2. Issue 5. P. 373–382. https://www.ijesit.com › IJESIT201305_51.

169. Mehta S.P. Jet pumps. Manhattan: Kansas state university, 1968. 69 p.

170. Milano R. The fluid mechanics of swirling flow within annular regions: dissertation in Candidacy for the Degree of Doctor of Philosophy. University of Connecticut, 1995. <https://digitalcommons.lib.uconn.edu/dissertations/AAI9538315>. 502 p.

171. Minish S., Kiser S., Falk K., Lamberth C. Coiled tubing-conveyed artificial lift and cleanout systems optimize costs and production. World Oil. 2015. №11. P.41–46.

172. Moore S.D. Well servicing activity drops from previous highs / S.D. Moore // Petroleum Engineer. 1984. Vol. 56. № 8. P. 21–24, 26, 28.

173. Morrall A., Campobasso N.S., Quayle S. Numerical and experimental investigation of a vortical Flow-inducing jet pump. The 17th International Conference on Fluid Flow Technologies CMFF 2018, September 4-7, 2018, Budapest, Hungary. P. 1–9. <http://www.cmff.hu/index.html>.

174. Morrall A., Quayle S., Campobasso M.S. Turbulence modelling for RANS CFD analyses of multi-nozzle annular jet pump swirling flows. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2020. Vol. 85. Issue 7. 14 p.

175. Murphy D. Practical engineering approach to running bit. What factors affect drilling rate. Oil and Gas. 1969. Vol.17. № 11. P.33–35.

176. Muster S., Clark C. Rethink Artificial Lift with Hydraulic Pumping Systems. Diverse Energy Systems. www.flowfastjetpumps.com. 2016. V.3. 12 p.

177. Narui H., Inagaki S. Limiting Flow Cavitation Number of Water Jet Pumps. Bulletin of JSME. 1982. Vol. 25. Issue 209. P. 1682–1689. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.25.1682>.

178. Nedelcuț F., Iacob N., Cuciuc C. ANSYS flowizard used to optimize an water ejector. Journal of Industrial Design and Engineering Graphics. 2012. Vol. 7. Issue 2. P. 19–22.

179. Oil-burner: pat. 1369688 USA: Cl. F23D11/10. № 310,552; 14. 07.1919; publ. 22.02.1921.

180. Oil field equipment and services : Composit Catalog. USA. 1984. 1985.

181. Orloff J. Two dimensional hydrodynamics and complex potentials. MIT OpenCourseWare. 18.04 Complex Variables with Applications Spring: Massachusetts Institute of Technolog, 2018. 13 p.

182. Pandya S., Ahmed R., Shah S.N. Experimental study on wellbore cleanout in horizontal wells. Journal of Petroleum Science and Engineering. 2019. 177(6). P. 466–478. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.02.069>.

183. Panevnyk D.A. Mathematical model of the ejection system working process during the rotation of the jet pump in the well. Nafta-Gaz. 2024, no. 3, P. 149–158. DOI: 10.18668/NG.2024.03.03.

184. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. Nafta-Gaz 2021. no. 9. 3. 579–586. <https://doi.org/10.18668/NG.2021.09.02>.

185. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole oil jet pump's working process. The International Scientific and Practical Conference «Heydar Aliyev and Azerbaijan oil strategy: Advances in oil and gas geology and geotechnologies», Azerbaijan, Baku May 23-26 2023. P.840–844.

186. Panevnyk D.A. Study on characteristics of a downhole vortex jet pump. Romanian Journal of Petroleum & Gas Technology. VOL. II (LXXIII). No. 2/2021. 10 p. <https://doi.org/10.51865/JPGT.2021.02.03>.

187. Panevnyk D., Krehel' R. Investigation of the characteristics of an oil jet pump when using a group ground drive. Journal of Engineering Research. 2023. Vol.11. Issue 1. March 2023, Article 100004. 6 p. <https://doi.org/10.1016/j.jer.2023.100004>.

188. Panevnyk D.O. Advancement of methodologies for the automated computation of well jet pump characteristics through utilization of the Python programming language. 2nd International Conference on Modeling and Computer Engineering in Mechanical Engineering MCEME – 2024, Lviv 18-21 June 2024. P. 32.

189. Panevnyk D.O. Characterization of the performance parameters of a downhole jet pump under swirl-induced interaction of flows. X Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 08–09 травня 2025 р. С. 135–138.

190. Panevnyk D.O. Determination of the well jet pump characteristics in conditions of mixed flows gradually rotating movement. IX Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 09–10 травня 2024 р. С. 129–133.

191. Panevnyk D.O. Investigation of hydraulic characteristics of a downhole jet pump. Journal of Hydrocarbon Power Engineering. 2021. Vol. 8. Issue 1. P.1–8. [https://doi.org/10.31471/2311-1399-2021-1\(15\)-1-7](https://doi.org/10.31471/2311-1399-2021-1(15)-1-7).

192. Panevnyk D.O. Investigation of the working process of the vortex jet pump. Proceeding 1st International Conference on Pioneer and Innovative Studies ICPIS 2023, Konya Technical University (KTUN), June 5–7, 2023, Konya, Turkey. p. 48.

193. Panevnyk D.O. Jet pump workflow study with combined swirling of mixed flows. Proceeding 1 st International conference on engineering and applied natural sciences ICEANS 2022, Konya Technical University (KTUN), May 10 – 13 2022, Konya, Turkey. 103 p. <https://www.iceans.org/>.

194. Panevnyk D.O. Jet-Vortex Above-Bit Arrangement for Drilling Production Wells. International Conference on Multidisciplinary Sciences and Technological Developments (ICMUSTED 2024), Erzurum, Turkey, December 13-15 2024. P. 530–534.

195. Panevnyk D.O. Mathematical model of jet pump workflow distribution. Proceeding 3rd International conference on Applied Engineering and Natural Sciences ICAENS 2022, Konya Technical University (KTUN), July 20–23 2022, Konya, Turkey. 101 p. <https://www.icaens.com/>.

196. Panevnyk D.O. Modeling of the working flow propagation in the well ejection system flow part. International conference on engineering, natural sciences, and technological developments, ICENSTED 2024, July 19-21 2024, Bayburt University, Bayburt, Turkey. P. 1024.

197. Panevnyk D.O. Nomogram for Determining the Characteristics of a Jet-Vortex Pump. 2nd International Conference on Engineering, Natural Sciences, and Technological Developments (ICENSTED 2025) June 20-23 2025 Bayburt, Turkey. P. 707–710. ISBN: 978-605-9945-51-6.

198. Panevnyk D.O. Study on experimental characteristics of a jet-vortex pump. Proceeding 2nd International Conference on Recent Academic Studies, ICRAS 2023 Konya Technical University (KTUN), October 19–20 2023, Konya, Turkey. p. 30.

199. Panevnyk D.O. Study of the process of injected flow asymmetric twisting in a jet pump. 2nd International Conference on Contemporary Academic Research, ICCAR 2023 Konya Technical University (KTUN), November 4–5 2023, Konya, Turkey. p. 33.

200. Panevnyk D.O. Theoretical foundations of downhole jet pump modernization. VII Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 27 травня 2022 р. С. 9 –12.

201. Panevnyk D.O. Theoretical investigation of hydraulic characteristics of a downhole ejection system. Міжнародна науково-технічна конференція «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні – ITMM'2022». 15 – 17 березня 2022, Дніпро: Український державний університет науки і технологій. С.143 – 146. <https://doi.org/10.34185/1991-7848.itmm.2022.01.029>.

202. Panevnyk D.O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2022. Vol.113. Issue 1. P. 22-30. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.0942>.

203. Panevnyk D.O. Two-circuit above-bit ejection system. VIII Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 11–12 травня 2023 р. С. 20–24.

204. Panevnyk D.O. Use of oil jet pumps for increase of oil reservation. The International Scientific and Practical Conference Khoshbakht Yusifzade's Recitations, Baku, Azerbaijan, December 4-5 2024. P. 256–258.

205. Panevnyk D., Vovk L., Yekimov S. Development of well-dry jet pump designs to improve the environmental safety of the oil and gas complex. 7th Conference «Environmental engineering and design», Zielona Gora, October 23–24 2025. P. 104–105.

206. Parra T., Pérez R., Szasz R.Z. Rodriguez M.A Numerical modelling of flow pattern for high swirling flows. The European Physical Journal Conferences. 2015. Vol. 92(9). 5 p. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20159202059>.

207. Petrie H.L., Wilson P.M., Smart E.E. The theory, hardware and application of the current generation of oil well jet pumps. Southwestern petroleum short course association. Lubbock, Texas. 1983.

208. Ramos J.I. Incompressible swirling flows. Engineering Computations. 1986. Vol. 3 No. 1. P. 53-63. <https://doi.org/10.1108/eb023641>.

209. Refrigeration cycle equipment: pat. JP4306739B2 Japan: Cl. F25B 1/00, F25B 41/00, F25B 05/04. № 2007-36191; 16.02.2007; publ. 05.08.2009.

210. Ringstad K.E., Banasiak K., Ervik Å., Hafner A. Swirl-Bypass Nozzle for CO2 Two-Phase Ejectors: Numerical Design Exploration. Energies. 2022. Vol. 15. Issue 18. 6765. P. 1–30. <https://doi.org/10.3390/en15186765>.

211. Rogovyi A., Korohodskyi V., Khovanskyi S., Hrechka I., Medvediev Y. Optimal design of vortex chamber pump. In Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 1741. No. 1, P. 012018 IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012018>.

212. Samad A., Omar R., Hewakandamby B., Lowndes I., Short G. Swirl induced flow through a venturi-ejector. Fluids Engineering Division Summer Meeting collocated with the ASME 2012, July 8–12 2012, Rio Grande, Puerto Rico (USA) 2012. Vol. 2. P. 65–70. <https://doi.org/10.1115/FEDSM2012-72093>.

213. Sand–Vac and Well–Vac Cleanout Systems. Baker Hughes Incorporated. Sustainability report 2023. 2 p. www.bakerhughes.com.

214. Sand-Vac, Well-Vac, Tele-Vac well cleanout systems. Baker Hughes. 2020. 2 p. (access 14.06.2024). <https://www.bakerhughes.com> › bakerhughes › files.
215. Sazonov A., Mokhov A., Gryaznova V., Tumanyan A. Development and research of jet pump-compressor unit with periodical connection of ejector. *Journal of Applied Engineering Science*. 2020. Vol. 18(2). P. 267–272.
216. Sazonov Yu.A., Mokhov M.A., Tumanyan Kh.A., Frankov M.A., Balaka N.N. Prototipagem de turbina malha com sistema de controle de jato prototyping mesh turbine with the jet control system. *Periódico tchê química*. 2020. Vol. 17 (n°36). P. 1160–1175.
217. Schmitt P., Günther B., Lenze B., Leuckel W., Bockhorn H. Turbulent swirling flames: Experimental investigation of the flow field and formation of nitrogen oxide. In: 28th Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute. 2000. Vol. 28(1). P. 303–309. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(00\)80224-6](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(00)80224-6).
218. Scott D. Graphical Methods. Nomography. Mini-Reviews. 2023. <https://danbscott.ghost.io/nomography/>.
219. Shaiek S., Anres S., Valdenaire T. Sand management in subsea produced water separation unit – review of technologies and tests. 12th Offshore Mediterranean Conference and Exhibition, Ravenna (Italy), March 25–27 2015. 13 p.
220. Shehaa A.A.A., Ibrahim K.A., Abdallab H.A., El-Beheryb S.M., Sakr I.M. Improvement of the axial-jet-pump performance using modified mixing chamber configuration and inlet swirling flow. *Scientia Iranica Transactions B: Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 31. Issue 1. P. 26–42. <https://doi.org/10.24200/sci.2023.59489.6271>.
221. Sheha A.A., Ibrahim K.A., Abdalla H.A., Sakr I.M., El-Behery S.M. Optimal performance of water-oil axial jet pump in an Egyptian offshore oil field. *Petroleum Research*, available online 11 July 2023. 10 p. <https://doi.org/10.1016/j.ptlrs.2023.07.002>.
222. Shen J., Wu X., Wang J. Application of composite jet-rod pumping system in a deep heavy-oil field in Tarim China. *Proceeding of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Florence (Italy), 19-22 September 2010. SPE 134068. 8 p.

223. Shih T.H., Zhu J., Liou W.W., Chen H. Modeling of Turbulent Swirling Flows. NASA Technical Memorandum 113112. Document ID 1997003494. Publication Date August 1, 1997 ICOMP-97-08; CMOTT-97-03. 51 p.

224. Shoukry A., Pugh T. Weatherford Artificial Lift Systems. Weatherford International. 2011. 24p. www.summitdownloadportal.com/logos/1290602355.

225. Shrestha U., Choi Young-Do. Estimation of Reverse Flow Rate in J-Groove Channel of AJP and SCP Models Using CFD Analysis. Processes. 2022. No 10. 21 p.

226. Simpson D. Ejectors extend producing life of aging coaled methane wells. Oil and Gas Journal. 2002. Vol.100. No 26. P.52–53.

227. Singh M.K., Prasad D., Singh A.K., Jha M., Tandon R., 2013. Large Scale Jet Pump Performance Optimization in a Viscous Oil Field. Proceeding of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, September 30–October 2, New Orleans (USA). SPE-166077-MS: 21 p. <https://doi.org/10.2118/166077-MS>.

228. Small airblast fuel nozzle with high efficiency inner air swirler: pat. US5144804A USA: Cl. F23D11/107. № 694,872 ; 07.07.1989; publ.08.09.1992.

229. Song X.-G., Park J.-H., Kim, S.-G., Park Y.-C. Performance comparison and erosion prediction of jet pumps by using a numerical method. Mathematical and Computer Modelling. 2013. № 57. P. 245–253. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.040>.

230. Syed M.P., Najam B., Sacha S. Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing. Journal of Petroleum Technology. 2014. №11. p. 134-136.

231. Swirler: pat. 20100175381 USA: Cl. F23R3/14. № 12/597.261; 23.04.2007; publ. 15.07.2010.

232. Swirling device for stirling cycle engines: pat. US4639212A USA: Cl. F02G1/055. № 679453; 09.12.1983; publ. 27.01.1987.

233. Taylor T.E. Rod pump lowers lifting costs for deep West Texas. Well Oil and Gas Journal. 1993. Vol.91. No 23. P. 61–62.

234. Temam R. Chapter I - The Steady-State Stokes Equations. Studies in Mathematics and Its Applications. 1977. Vol. 2, P. 1–156. [https://doi.org/10.1016/S0168-2024\(09\)70069-4](https://doi.org/10.1016/S0168-2024(09)70069-4).

235. Toteff J., Asuaje M., Noguera R. New Design and Optimization of a Jet Pump to Boost Heavy Oil Production. *Computation*. 2022. Vol. 10(11). 18 p. <https://doi.org/10.3390/computation10010011>.

236. Tournès D. Mathematics of nomography (in book «Mathematik und Anwendungen», Chapter 5). 2014. P. 2532.

237. Vélez R.P., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urías L., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J., Vite-Morales A., Gutierrez-Domínguez E. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*. 2019. Vol. 35. Issue 1. 13 p. <https://doi: 10.23967/j.rimni.2018.11.002>.

238. Vogel R. Theoretische und experimentelle Untersuchungen an strahlapparaten. *Maschinenbautechnik*. 1956. №12. P. 232–238.

239. Vortex-generating nozzle-end ring: pat. 2010/0276517 USA: Cl. B5B 7/10 (2006.01), BOSB 704 (2006.01), B5B 7/30. № 12/432574; 29.04.2009; publ. 04.11.2010.

240. Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X. Numerical investigation of the cavitation performance of annular jet pumps with different profiles of suction chamber and throat inlet. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2020. Vol. 14. Issue 1. P. 1416–1428. <https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1824875>.

241. Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X. Numerical Study on the Working Performance of a Streamlined Annular Jet Pump. *Energies*. 2020. № Vol. 13. Issue 17. 15 p. <https://doi.org/10.3390/en13174411>.

242. Wilman J.T. Jet pumps. European atomic energy community – Euratom Reactor centrum Nederland – RCN: Bruxelles, 1966. 64 p.

243. Wittrisch C., Trapy J. Hydraulic jet pumps. Modeling and improvements. Offshore Mediterranean Conference and Exhibition, 26th March to 28 March, 2003, Ravenna, Italy. Paper Number: OMC-2003-099. 9 p. ISBN: 9788894043662.

244. Wyrostkiewicz M., Panevnyk D.A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz* 2022, no. 9, pp. 654–661. <https://doi.org/10.18668/NG.2022.09.02>.

245. Xuezbi L., Guobua R., Xuekong W. Oil Production Technology of Jet Gas Lift Methods/ SPE Journal. 1993. No. 26291. 6 p.

246. Yajnik K.S., Subbaiah M.V. Experiments on swirling turbulent flows. Part 1. Similarity in swirling flows. Journal of Fluid Mechanics. 2006. Vol. 60. Issue 4. P. 665–687. <https://doi.org/10.1017/S0022112073000406>.

247. Yakimechko Y. Y. Experimental research of hydrodynamic pulsator and its influence on parameters of oil. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2014. Vol. 5(7(71)). P. 46–51. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.28002>.

248. Yateem K.S., Qahtani H.B., Saeed S.S., Aramco S., Li I., Aitken B. Fill cleanout operations in offshore Saudi Arabian Fields: Case histories toward Improving Economic 1 and operational Logistics. IRTC 2013: International Petroleum Technology Conference, Beijing, China. 26 March 2013. P. 1954–1970.

249. Zhang H., Zou D., Yang X., Mou J., Zhou Q., Xu M. Liquid–Gas Jet Pump: A Review. Energies. 2022. Vol. 15(6978). 15 p. <https://doi.org/10.3390/en15196978>.

250. Zhao H. A PIV Experiment of Water Jet Through a Single Nozzle at Bottom Hole / H. Zhao, Z. Huang, H. Shi, Z. Chen, Z. Gu, F. Gao // Proceedings of the 48th National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power (FMFP). December 27-29, 2021, BITS Pilani, Pilani Campus, RJ, India. Easy Chair Preprint № 6570. 7 p. <https://easychair.org/publications/preprint/WP1Q>.

251. Zhou B., Fleck B.A., Gauthier J. E.D. Comparison of swirling effects on ejector performance using four turbulence models. Canadian Aeronautics and Space Journal. 2000. Vol. 46. Issue 4. P. 178–182.

252. Zhu H-Y., Deng J.-G., Jing-Ying Z. Vortex methods reducing the bottom-hole differential pressure. Journal of Mines, Metals and Fuels. 2012. № 5. P. 81–90.

253. Zhu H.-Y., Liu Q.-Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. Scientia Iranica B. 2015. Vol. 22 (3). P. 792–803.

254. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. Journal of Vibroengineering. 2014. № 8. P. 2224–2249.

255. Zou Y., Mou Z., Chen X., Zhang F., Wang A., Du X., Li, Z. Jet Mill Bit in Horizontal Gas Drilling: How to Achieve the Maximum Effect of Decreasing Bottom-Hole Pressure and Enhancing ROP? In: Proceeding 54th U.S. Rock Mechanics/Geomechanics Symposium, physical event cancelled, Golden, Co. June 28–July 1 2020. Vol. 3. P. 2083–2088.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації.

1. Chudyk I.I., Panevnyk D.O. Investigation of the effect of flow swirl on the performance characteristics of a downhole jet pump. UPB Scientific Bulletin, Series D Mechanical Engineering. 2025. Vol. 87. Issue 4. P. 281–296. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4).**

(Особистий внесок – розробив математичну модель робочого процесу струминного насоса для умов закручування робочого потоку, брав участь у розробленні експериментальної установки, методики експериментальних досліджень та експериментальному визначенні коефіцієнта інжекції та напору ежекційної системи. Підготував статтю до публікації).

2. Chudyk I., Panevnyk D. Determination of Experimental Characteristics of a Jet-vortex Pump. Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. 2024. Vol. 68(4). P. 361–369. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3).** (Особистий внесок – прийняв участь у розробленні методики та проведенні експериментальних досліджень струминно-вихрового насоса, визначив зростання величини коефіцієнта інжекції, відносного напору та коефіцієнта корисної дії, викликані закручуванням змішуваних потоків. Підготував статтю до публікації).

3. Panevnyk D.A. Mathematical model of the ejection system working process during the rotation of the jet pump in the well. Nafta-Gaz. 2024. No 3, P. 149–158. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4).**

4. Panevnyk D., Krehel' R. Investigation of the characteristics of an oil jet pump when using a group ground drive. Journal of Engineering Research. 2023. Vol.11. Issue 1. March 2023, Article 100004. 6 p. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3).** (Особистий внесок – розробив комп'ютерну модель робочого процесу ежекційної системи у складі декількох свердловинних струминних насосів та групового наземного приводу. Встановив зростаючу нелінійну залежність для витратної характеристики струминного насоса, визначив відхилення витратної

характеристики струминного насоса отриманої з використанням запропонованої комп'ютерної моделі та класичних законів гідродинаміки. Підготував статтю до публікації).

5. Wyrostkiewicz M., Panevnyk D.A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz* 2022. No. 9. P. 654–661. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4)**. (Особистий внесок – розробив комп'ютерну модель робочого процесу послідовно-паралельного з'єднання двох струминних насосів. Брав участь у розробленні експериментальної установки, методики експериментальних досліджень та експериментальному дослідженні впливу числа Рейнольдса на продуктивність струминного насоса. Підготував статтю до публікації).

6. Panevnyk D.O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2022. Vol.113. Issue 1. P. 22-30. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**.

7. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. No. 9. P. 579–586. **(індексується в Scopus, кuartиль Q4)**.

8. Паневник Д.О. Аналіз досліджень впливу закручування потоку на характеристику свердловинних струминних насосів. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2020. № 4(77). С.31–40. **(наукове фахове видання України)**.

9. Паневник Д.О. Обґрунтування методу моделювання циркуляційних потоків при обертанні наддолотного струминного насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2021. №3(80). С. 46–52. **(наукове фахове видання України)**.

10. Паневник Д.О. Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса. Проблеми тертя та зношування. 2021. № 4. С.115–121. **(наукове фахове видання України)**.

11. Паневник Д.О. Визначення характеристик струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2021. № 2(51). С. 55–65. **(наукове фахове видання України)**.

12. Panevnyk D.A. Study on characteristics of a downhole vortex jet pump. Romanian Journal of Petroleum & Gas Technology. Vol. II (LXXIII). No 2/2021. 10 p. **(закордонне наукове фахове видання).**

13. Panevnyk D.O. Investigation of hydraulic characteristics of a downhole jet pump. Journal of Hydrocarbon Power Engineering. 2021. Vol. 8. Issue 1. P.1–8. **(наукове фахове видання України).**

14. Паневник Д.О. Використання комплексного потенціалу плоскорадіального потоку для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2022. № 1(52). С. 42–49. **(наукове фахове видання України).**

15. Паневник Д.О. Побудова номограм для визначення характеристик струминного насоса при його обертанні в свердловині. Нафтогазова енергетика. 2022. № 1(37). С. 80–87. **(наукове фахове видання України).**

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

17. Паневник Д.О. Удосконалення конструкції свердловинного струминного насоса. Нафтогазова енергетика. 2022. № 2(38). С. 76–84. **(наукове фахове видання України).**

18. Паневник Д.О. Дослідження експлуатаційних характеристик високонапірного струминного насоса при його обертанні в свердловині. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2022. №2(83). С. 63–70. **(наукове фахове видання України).**

19. Паневник Д.О. Математична модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків при обертанні свердловинної ежекційної системи. Методи та прилади контролю якості. 2022. № 2 (49). С. 95–102. **(наукове фахове видання України).**

20. Паневник Д.О. Дослідження кінематики радіального робочого потоку свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2022. № 2(53). С. 23–30. **(наукове фахове видання України).**

21. Паневник Д.О. Використання вихрової функції для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2022. № 3(84). С. 24–32. **(наукове фахове видання України).**

22. Паневник Д.О. Дослідження гідравлічних характеристик струминного апарата для попередження викидів низьконапірного нафтового газу. Екологічна безпека та збалансоване ресурсокористування. 2023. № 1(27). С. 43 – 53. **(наукове фахове видання України).**

23. Паневник Д.О. Метод контролю кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса. Методи та прилади контролю якості. 2023. № 2 (51). С. 72–80. **(наукове фахове видання України).**

24. Паневник Д.О. Обґрунтування ефективності реалізації нафтогазових ежекційних технологій. Науковий вісник ІФНТУНГ. Серія: Економіка та управління в нафтовій і газовій промисловості. 2023. № 2(28). С.31–40. **(наукове фахове видання України).**

25. Паневник Д.О. Моделювання компонентів змішаного потоку свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2023. № 2(55). С. 54–60. **(наукове фахове видання України).**

26. Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. 2023. No 2. С. 49–55. **(наукове фахове видання України).**

27. Паневник Д.О. Модельне дослідження асиметричної обертальної течії в проточній частині свердловинного струминного насоса. Mechanics and Advanced Technologies (Механіка і передові технології. Київський політехнічний інститут). 2023. Vol. 7. No 1. С. 84–90. **(наукове фахове видання України).**

28. Чудик І.І., Паневник Д.О. Аналіз процесів цифрової трансформації нафтогазової галузі. Нафтогазова енергетика. 2023. № 2(40). С. 73–87. **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – проаналізував ефективність застосування інформаційних систем під час буріння та експлуатації нафтогазових

свердловин, визначив області використання імітаційних програм-симуляторів та спеціально створених прикладних програм для автоматизації процесів проектування конструкцій і режимів експлуатації бурового та нафтогазопромислового обладнання, розробив схему функціонального призначення технологій управління інформаційними потоками в нафтогазовій галузі).

29. Чудик І.І., Паневник Д.О. Визначення характеристик свердловинного струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків. Нафтогазова енергетика. 2025. № 1(43). С. 32–40. **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – встановлено доцільність номографування формул для визначення додаткового напору, викликаного закручуванням змішуваних потоків за допомогою логарифмічного вирівнювання, розроблено номограми для визначення додаткового напору свердловинного струминного насоса, викликаного закручуванням робочого та інжектowanego потоку).

Патенти

1. Пристрій для буріння свердловин: пат. 119724 Україна, МПК (2019.01) Е 21В 10/18, 21/00; заявл. 25.05.2018; опубл. 25.07.2019, Бюл. № 14. 4с. Автор: Паневник Д.О. **(патент на винахід).**

2. Свердловинна насосна установка: пат. 126048 Україна, МПК (2022.01) F04F 5/04 (2006.01), F04B 47/00, Е 21В 43/00; заявл. 15.02.2021; опубл. 03.08.2022, Бюл. № 31. 4с. Автор: Паневник Д.О. **(патент на винахід).**

Монографія

1. Чудик І.І., Паневник Д.О. Цифрове моделювання свердловинних струминних насосів: *монографія*. Івано-Франківськ: СИМФОНІЯ ФОРТЕ, 2025. 156 с. (Особистий внесок – проаналізовані особливості комп'ютерного моделювання та розроблені імітаційні моделі робочого процесу ежекційних систем призначених для буріння та експлуатації свердловин, визначені напірні, енергетичні та міцнісні характеристики струминних насосів).

Опубліковані праці апробаційного характеру

1. Panevnyk D.O. Theoretical investigation of hydraulic characteristics of a downhole ejection system. Міжнародна науково-технічна конференція «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні – ITMM'2022». 15 – 17 березня 2022, Дніпро: Український державний університет науки і технологій. С.143 – 146.
2. Panevnyk D.O. Jet pump workflow study with combined swirling of mixed flows. Proceeding 1 st International conference on engineering and applied natural sciences ICEANS 2022, Konya Technical University (KTUN), May 10 – 13 2022, Konya, Turkey. 103 p.
3. Panevnyk D.O. Theoretical foundations of downhole jet pump modernization. VII Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 27 травня 2022 р. С. 9 –12.
4. Panevnyk D.O. Mathematical model of jet pump workflow distribution. Proceeding 3rd International conference on Applied Engineering and Natural Sciences ICAENS 2022, Konya Technical University (KTUN), July 20–23 2022, Konya, Turkey. 101 p.
5. Panevnyk D.O. Two-circuit above-bit ejection system. VIII Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 11–12 травня 2023 р. С. 20–24.
6. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole oil jet pump`s working process. The International Scientific and Practical Conference «Heydar Aliyev and Azerbaijan oil strategy: Advances in oil and gas geology and geotechnologies», Azerbaijan, Baku May 23-26 2023. P. 840–844.
7. Panevnyk D.O. Investigation of the working process of the vortex jet pump. Proceeding 1st International Conference on Pioneer and Innovative Studies ICPIS 2023, Konya Technical University (KTUN), June 5–7, 2023, Konya, Turkey. p. 48.

8. Panevnyk D.O. Study on experimental characteristics of a jet-vortex pump. Proceeding 2nd International Conference on Recent Academic Studies, ICRAS 2023 Konya Technical University (KTUN), October 19–20 2023, Konya, Turkey. p. 30.

9. Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку нафтогазових ежекційних технологій. Міжнародний науковий форум «Нафтогазова енергетика 2023» 12–14 жовтня 2023 р, Буковель. С. 39–42.

10. Panevnyk D.O. Study of the process of injected flow asymmetric twisting in a jet pump. 2nd International Conference on Contemporary Academic Research, ICCAR 2023 Konya Technical University (KTUN), November 4–5 2023, Konya, Turkey. p. 33.

11. Паневник Д.О. Прогнозування процесу гідроабразивного зношування проточної частини свердловинного струминного насоса. XII Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології у машинобудуванні АТМЕ-2024» 5–9 лютого 2024 р. Яремче. С. 112–113.

12. Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ-2024» 10–11 квітня 2024 року, Дніпро: ННІ «Інститут промислових і бізнес технологій» Українського державного університету науки і технологій (УДУНТ), 2024. С. 292–296.

13. Panevnyk D.O. Determination of the well jet pump characteristics in conditions of mixed flows gradually rotating movement. IX Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 09–10 травня 2024 р. С. 129–133.

14. Panevnyk D.O. Modeling of the working flow propagation in the well ejection system flow part International conference on engineering, natural sciences, and technological developments, ICENSTED 2024, July 19-21 2024, Bayburt University, Bayburt, Turkey. P. 1024.

15. Panevnyk D.O. Advancement of methodologies for the automated computation of well jet pump characteristics through utilization of the Python programming language.

2nd International Conference on Modeling and Computer Engineering in Mechanical Engineering MCEME – 2024, Lviv 18-21 June 2024. P.32.

16. Panevnyk D.O. Jet-Vortex Above-Bit Arrangement for Drilling Production Wells. International Conference on Multidisciplinary Sciences and Technological Developments (ICMUSTED 2024), Erzurum, Turkey, December 13-15 2024. P. 530 – 534.

17. Panevnyk D.O. Use of oil jet pumps for increase of oil reservation. The International Scientific and Practical Conference Khoshbakht Yusifzade's Recitations, Baku, Azerbaijan, December 4-5 2024. P. 256–258.

18. Panevnyk D.O. Characterization of the performance parameters of a downhole jet pump under swirl-induced interaction of flows. X Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку, Дрогобич 08–09 травня 2025 р. С. 135–138.

19. Panevnyk D.O. Nomogram for Determining the Characteristics of a Jet-Vortex Pump. 2nd International Conference on Engineering, Natural Sciences, and Technological Developments (ICENSTED 2025) June 20-23 2025 Bayburt, Turkey. P. 707–710.

20. Panevnyk D., Vovk L., Yekimov S. Development of well-dry jet pump designs to improve the environmental safety of the oil and gas complex. 7th Conference «Environmental engineering and design», Zielona Gora, October 23–24 2025. P. 104–105. (Особистий внесок – визначив оптимальну величину коефіцієнта інжекції ежекційної системи утилізації низьконапірного нафтового газу та дозувального струминного насоса, основного геометричного параметра струминного насоса для безреагентного попередження утворення гідратів в свердловині. Встановив оптимальні місця встановлення елементів для локального закручування змішуваних потоків струминного насоса).

21. Паневник Д.О. Моделювання напружено-деформованого стану елементів нафтового струминного насоса. XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні», 9–13 лютого 2026, Івано-Франківськ Яремче, 2026. С. 150–151.

ДОДАТОК Б

ПРИСТРІЙ ДЛЯ БУРІННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ, ПОХИЛИХ ТА
ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН

Методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах
симетричного обертання в свердловині

Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу

ЗАТВЕРДЖУЮ

ПАТ «Укрнафта»

Начальник служби закінчення та
випробування свердловин, к.т.н.
СВІСЛАВ СТАВИЧНИЙ

ДЛЯ
ДОВІДОКУ
14 листопада 2024 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

ІФНТУНГ

Проректор з наукової роботи,
проф. Олександр КОНДРАТ

14 листопада 2024 р.

ПРИСТРІЙ ДЛЯ БУРІННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ, ПОХИЛИХ ТА
ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН

Методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах
симетричного обертання в свердловині



Директор Науково-дослідного
інституту нафтогазової енерге-
тики та екології, к.т.н., доц.

Андрій ГРИЦАНЧУК

Доцент кафедри нафтогазових
машин та обладнання, докт.філ.
(PhD), доц.

Денис ПАНЕВНИК

Івано-Франківськ

2024

ВСТУП

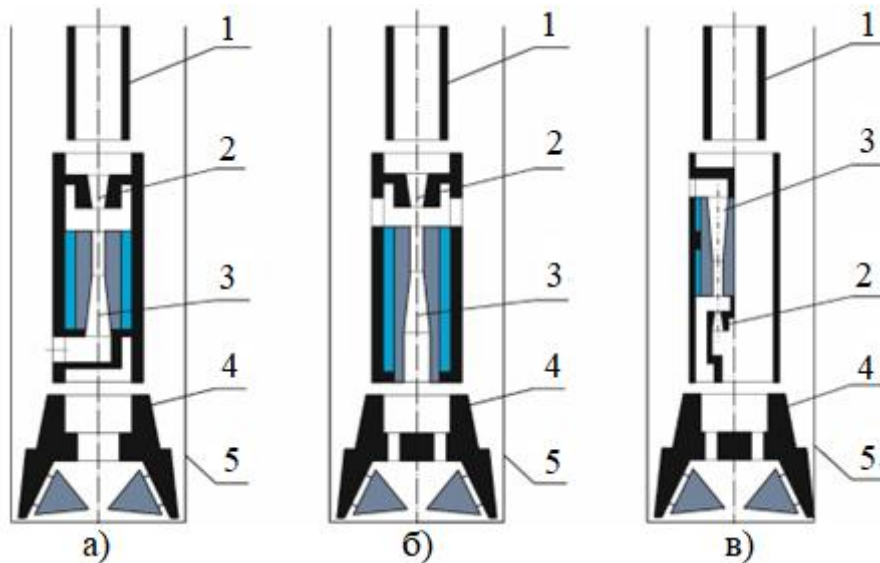
Пристрій для буріння вертикальних, похилих та горизонтальних свердловин призначений для первинного розкриття продуктивного горизонту. За рахунок створення вакууму у привибійній зоні при використанні пристрою зменшується ступінь забруднення нафтогазоносного пласта, зростає дебіт свердловини та обсяги вилученого пластового флюїду упродовж експлуатації покладів вуглеводнів.

Методика розроблена кафедрою нафтогазових машин та обладнання відповідно до основних напрямків науково-дослідних робіт та дозволяє визначити напірну характеристику наддолотного струминного насоса при його застосуванні у складі вибійної компоновки. На відміну від відомих методів розрахунку розроблена методика дозволяє враховувати обертання струминного насоса в свердловині, внаслідок чого підвищується точність прогнозування його характеристик.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

На сьогоднішній день відомі три типи конструкцій наддолотних ежекційних систем (рисунк 1): всмоктувальні, нагнітальні та нагнітально-всмоктувальні, основними елементами яких є робоча насадка (сопло Вентурі) та камера змішування струминного насоса. Всмоктувальні ежекційні системи призначені, переважно, для буріння з відбором керну. Створення місцевого зворотного промивання вибою дозволяє застосовувати всмоктувальні ежекційні системи у складі пристроїв для очищення вибою. Нагнітальні ежекційні системи дозволяють значною мірою інтенсифікувати промивання вибою свердловини за незмінної продуктивності бурового насоса. Нагнітально-всмоктувальні ежекційні системи створюють пряме промивання вибою та зворотне промивання наддолотної області. Найпростішою конструкцією системи даного типу є долото з ежекційним соплом Вентурі. Наявність дроселюючих елементів розміщених в кільцевому зазорі утвореному корпусом струминного насоса в ежекційних системах всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типу дозволяє суттєво зменшити величину диференціального тиску в свердловині в процесі буріння. Внаслідок створення

вакууму на вибої зберігається природна проникність продуктивного горизонту та покращуються показники подальшої експлуатації свердловин.



1 – бурильна колона; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – камера змішування з дифузоровим струминного насоса; 4 – долото; 5 – стінка свердловини (обсадна колона)

Рисунок 1 – Принципові схеми всмоктувальної (а), нагнітальної (б) та нагнітально-всмоктувальної (в) наддолотної ежекційної системи

2 ЗАДАЧІ РОЗРАХУНКУ

В процесі проведення розрахунків необхідно визначити характеристику наддолотного струминного насоса для умов його симетричного обертання в свердловині. Визначення характеристики струминного насоса здійснюємо у три етапи.

2.1 Визначення положення лінії розмежування робочого та інжектваного потоків.

2.2 Визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса.

2.3 Визначення характеристики струминного насоса із врахуванням умов його симетричного обертання в свердловині.

З ПОЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ В МЕТОДИЦІ РОЗРАХУНКУ

- 3.1 Відносний напір струминного насоса – h ;
- 3.2 Коефіцієнт інжекції струминного насоса – i ;
- 3.3 Робоча витрата, $\text{м}^3/\text{с}$ – Q_p ;
- 3.4 Відстань між робочим соплом Вентурі і камерою змішування, м – l_p ;
- 3.5 Радіус нульової лінії змішуваних потоків, м – r_i ;
- 3.6 Радіус камери змішування струминного насоса, м – r_k ;
- 3.7 Площа робочого сопла Вентурі струминного насоса, м^2 – f_{p1} ;
- 3.8 Площа робочого потоку на вході в камеру змішування, м^2 – f_{p2} ;
- 3.9 Площа інжектowanego потоку на вході в камеру змішування, м^2 – f_{i2} ;
- 3.10 Частота обертання бурильної колони, с^{-1} – n ;
- 3.11 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей у вихідному перерізі робочого сопла Вентурі – j_1 ;
- 3.12 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей у вхідному перерізі камери змішування – j_2 ;
- 3.13 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей в дифузорі – j_3 ;
- 3.14 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей у всмоктувальній лінії струминного насоса – j_4 ;
- 3.15 Відносні гідравлічні втрати в робочому потоці на ділянці між робочим соплом Вентурі та камерою змішування – DP_k/DP_p ;
- 3.16 Основний геометричний параметр струминного насоса – $K_{сн}$.

4 ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

- 4.1 Незмінні параметри: $j_1=0,95$; $j_2=0,975$; $j_3=0,9$; $j_4=0,925$; $p=3,14$.
- 4.2 Змінні параметри
 - 4.2.1 Параметри, що задаються: Q_p ; Q_i ; l_p ; r_k ; f_{p1} ; f_{p2} ; f_{i2} ; n ; i ; $K_{сн}$.
 - 4.2.2 Параметри, що визначаються: r_i ; j_2 ; DP_k/DP_p ; h .

5 ПОСЛІДОВНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ

5.1 Визначення положення лінії розмежування робочого та інжектованого потоків.

Рівняння для визначення радіуса нульової лінії змішуваних потоків r_i має вигляд

$$\frac{Q_p}{4p} \frac{l_p}{\sqrt{l_p^2 + r_i^2}} + p n r_k^2 \sqrt{l_p^2 + r_i^2} - \frac{Q_i r_i^2}{2p(r_k^2 - r_i^2)} = 0 \quad (1)$$

Для розрахунку радіуса нульової лінії змішуваних потоків r_i використовуємо наступний алгоритм розв'язку рівняння (1).

5.1.1 Радіус нульової лінії для випадку нульової відстані між робочим соплом Вентурі і камерою змішування $l_p=0$ визначаємо розв'язком рівняння (1), яке приводимо до вигляду квадратного рівняння

$$(2p^2 n r_k^2) r_i^2 + Q_i r_i - 2p^2 n r_k^2 = 0, \quad (2)$$

$$\text{звідки } r_i = \frac{Q_i \pm \sqrt{Q_i^2 - 16p^4 n^2 r_k^6}}{4p^2 n r_k^2} \quad (3)$$

5.1.2 Радіус нульової лінії для випадку знаходження відстані між робочим соплом Вентурі та камерою змішування в діапазоні $0 < l_p \leq 0,04$ розраховуємо відповідно до приведеної на рисунку 2 блок-схеми. Необхідність використання приведенного на рисунку 2 методу послідовних наближень пов'язана із структурою рівняння (1), яка не дозволяє визначити радіус лінії розмежування прямим шляхом.

5.1.3 Відстань між робочим соплом Вентурі та камерою змішування, яка відповідає нульовому радіусу нульової лінії $r_i=0$ визначаємо за формулою

$$l_p = \frac{p n r_k^2 \pm \sqrt{n^2 p^2 r_k^4 + \frac{Q_i Q_p}{p^2 r_k^2}}}{\frac{2Q_i}{p r_k^2}} \quad (4)$$

5.1.4 Результати розрахунку радіуса нульової лінії r_i для різних співвідношень змінних параметрів приведені в таблиці 1.

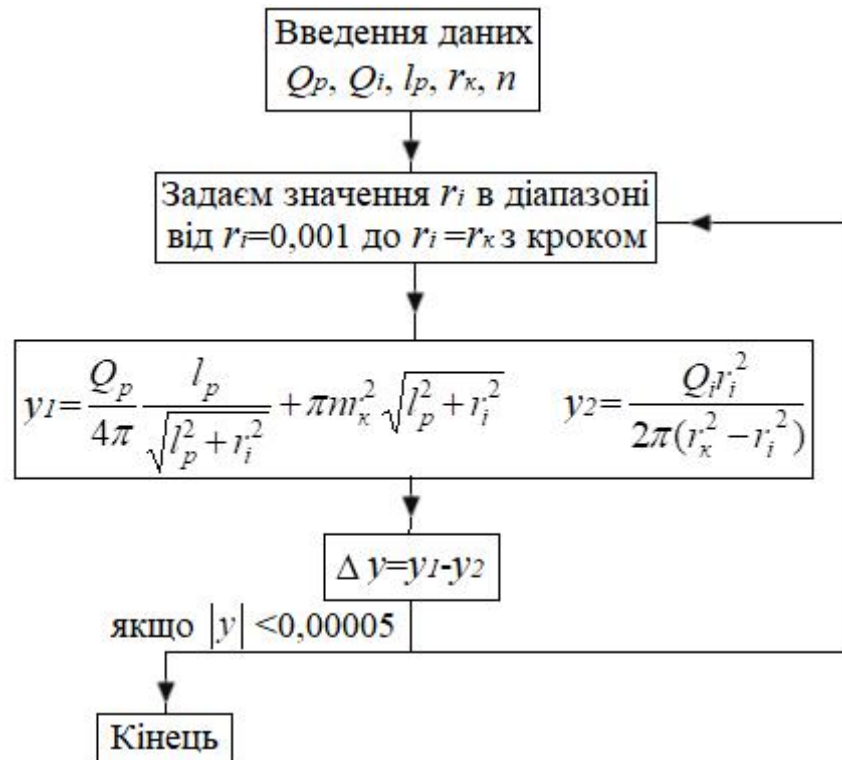


Рисунок 2 – Послідовність визначення положення нульової лінії

Таблиця 1 – Радіус нульової лінії змішуваних потоків

i	$N,$ c^{-1}	Відстань від робочої насадки до камери змішування l_p , мм									
		ліва точка	1	5	10	15	20	25	30	35	40
0,05	12	-55,18	16,45	18,08	18,6	18,9	19,05	19,15	19,2	19,25	19,27
	0	-44,72	13,05	17,5	18,15	18,55	18,7	18,8	18,85	18,92	18,92
1,0	12	-10,48	6,35	9,45	10,78	11,45	11,82	11,95	12,35	12,55	12,7
	0	-10,0	5,8	8,75	10,15	10,65	10,92	11,05	11,25	11,35	11,4
2,0	12	-7,31	4,85	7,35	8,5	9,05	9,31	9,55	9,7	9,85	10,05
	0	-7,07	4,55	7,05	8,05	8,35	8,7	8,77	8,8	8,85	8,9

Примітка: приведені в таблиці 1 результати отримані для таких складових рівняння (1): $r_k=0,02$ м; $Q_p=0,02$ м³/с; $Q_i=0,001$ м³/с; $0,02$ м³/с; $0,04$ м³/с.

5.2 Визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса

Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса f_2 визначаємо з рівняння

$$f_2 = 0,6 \frac{r_i^2}{r_k^2} + \frac{0,667}{1 + \frac{r_k^2 - r_i^2}{4l_p^2}} + 2,5 \frac{r_k^2 - r_i^2}{r_i^2} \quad (5)$$

Величина радіуса нульової лінії r_i , яка входить в рівняння, визначена в п. 5.1.

Результати розрахунку коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса

i	$n, \text{с}^{-1}$	Відстань від робочої насадки до камери змішування l_p , мм								
		1	5	10	15	20	25	30	35	40
0,05	12	0,407	0,523	0,649	0,774	0,855	0,905	0,934	0,953	0,964
	0	0,256	0,487	0,606	0,732	0,817	0,873	0,907	0,933	0,947
1,0	12	0,071	0,345	0,658	0,816	0,89	0,927	0,951	0,965	0,973
	0	0,061	0,324	0,64	0,8	0,878	0,919	0,943	0,958	0,968
2,0	12	0,055	0,418	0,741	0,869	0,923	0,95	0,965	0,975	0,981
	0	0,051	0,411	0,734	0,862	0,919	0,947	0,963	0,973	0,979

Примітка: приведені в таблиці 2 результати отримані для таких складових рівняння (5): $r_k=0,02$ м; $Q_p=0,02$ м³/с; $Q_i=0,001$ м³/с; $0,02$ м³/с; $0,04$ м³/с.

5.3 Визначення характеристики струминного насоса із врахуванням умов його симетричного обертання в свердловині

5.3.1 Визначення характеристики низьконапірного струминного насоса

Характеристика низьконапірного струминного насоса визначається рівнянням

$$h = \frac{j_1^2}{K_{ch}} \frac{e}{e} j_2 + \frac{2j_2}{e} - \frac{1}{j_4} \frac{i^2}{K_{ch} - 1} - (2 - j_3) \frac{(1+i)^2}{K_{ch}} \frac{u}{u} \quad (6)$$

Величина коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса j_2 визначена в п. 5.2.

Розрахунок відносного напору відповідно до рівняння (6) приведений в таблиці 3. Приведені в таблиці 3 значення відносного напору отримані для таких величин складових рівняння (6): $K_{ch}=4,0$; $r_k=0,03$ м; 0,035 м; 0,04 м.

Таблиця 3 – Розрахунок напірної характеристики низьконапірного струминного насоса

r_k , мм	n , с ⁻¹	Коефіцієнт інжекції i						
		0,01	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	12,0	0,36	0,349	0,292	0,219	0,142	0,061	-0,023
	0	0,327	0,32	0,27	0,203	0,127	0,048	-0,036
35	12,0	0,357	0,346	0,29	0,216	0,133	0,054	-0,033
	0	0,321	0,309	0,256	0,189	0,112	0,032	-0,057
40	12,0	0,372	0,346	0,289	0,213	0,133	0,048	-0,041
	0	0,311	0,289	0,235	0,172	0,096	0,011	-0,078

5.3.2 Визначення характеристики високонапірного струминного насоса

Характеристику високонапірного струминного насоса розраховуємо за формулою

$$h = j_1^2 \frac{j_1^2}{K_{ch}} \frac{e}{e} j_2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2j_2 i^2 \frac{f_{p1}}{f_{i2}} - (2 - j_3)^2 \frac{(1+i)^2}{K_{ch}} \frac{u}{u} - \frac{DP_k}{DP_p} \quad (7)$$

Величина відносних гідравлічних втрат DP_k/DP_p визначається за емпіричною формулою

$$\frac{DP_k}{DP_p} = ai^m K_{ch}^n, \quad (8)$$

Значення коефіцієнта a і показників степені m та n становлять $a=4,0435$; $m=1,8$; $n=-2,6$.

Після визначення величини відносних втрат DP_{κ}/DP_p розраховуємо співвідношення площ робочого та інжектowanego потоку рівняння (7)

$$\frac{f_{p1}}{f_{p2}} = \sqrt{1 + \frac{DP_{\kappa}}{DP_p}}; \quad (9)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{i2}} = \frac{1}{K_{сн} - \frac{f_{p2}}{f_{p1}}} \quad (10)$$

Результати розрахунку величини відносного напору для високонапірного струминного насоса приведені в таблиці 4.

Таблиця 4 – Розрахунок напірної характеристики високонапірного струминного насоса

n, c^{-1}	Коефіцієнт інжекції i					
	0,01	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
12,0	0,45	0,429	0,329	0,201	0,063	-0,084
0	0,406	0,391	0,298	0,175	0,037	-0,109

Приведені в таблиці 4 значення відносного напору отримані для таких величин складових рівняння (6): $K_{сн}=3,0$; $r_{\kappa}=0,03$ м; $Q_p=0,015$ м³/с.

ДОДАТОК В

СВЕРДЛОВИННИЙ СТРУМИННИЙ НАСОС

Методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків направляючими елементами

Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу

ЗАТВЕРДЖУЮ
 ПАТ «Укрнафта»
 Начальник технічної служби
 НГВУ «Долина нафти і газу»
 Михайло ПЕТРІВ
 «03» згрудня 2024 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
 ІФНТУНГ
 Проректор з наукової роботи,
 к.т.н., проф.
 Олександр КОНДРАТ
 «02» згрудня 2024 р.

СВЕРДЛОВИННИЙ СТРУМИННИЙ НАСОС

Методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків направляючими елементами

Директор Науково-дослідного
 інституту нафтогазової енергетики та екології, к.т.н., доц.
 Андрій ГРИЦАНЧУК
 Доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, докт.філ. (PhD), доц.
 Денис ПАНЕВНИК

Івано-Франківськ

2024

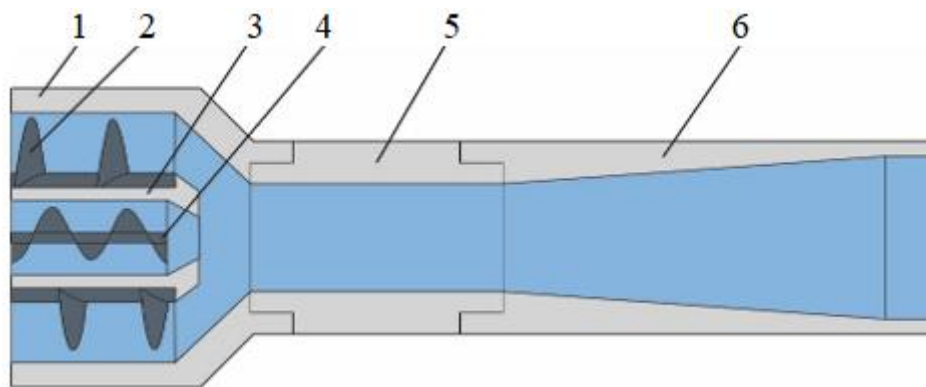
ВСТУП

Свердловинний струминний насос призначений для експлуатації нафтових і газових свердловин. За рахунок розміщення в проточній частині струминного насоса направляючих елементів та закручування змішуваних потоків зростає величина коефіцієнта корисної дії ежекційної системи та підвищується ефективність експлуатації свердловин.

Методика розрахунку розроблена кафедрою нафтогазових машин та обладнання відповідно до основних напрямків науково-дослідних робіт та дозволяє визначити напірну характеристику струминного насоса в процесі реалізації гідроструминного способу експлуатації свердловин. На відміну від відомих методів розрахунку розроблена методика дозволяє враховувати відносне обертання змішуваних потоків розміщеними в проточній частині струминного насоса похилими направляючими елементами, внаслідок чого зростає точність прогнозування режиму роботи свердловинної ежекційної системи.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Ежекційна система з розміщеними в проточній частині похилими направляючими елементами може бути класифікована як вихровий ежектор.



1 – приймальна камера; 2 – гвинтові елементи для закручування інжектowanego потоку; 3 – робоча насадка; 4 – гвинтові елементи для закручування робочого потоку; 5 – камера змішування; 6 – дифузор

Рисунок 1 – Конструкція струминно-вихрового насоса

Вихровий ежектор на відміну від прямооточної ежекційної системи містить розміщені в каналах підведення робочого та інжектowanego потоку похилі

направляючі елементи (рисунок 1). Наявність похилих гвинтових направляючих елементів створює локальне закручування змішуваних потоків. Поступово-обертальний рух потоку викликає появу інерційних відцентрових сил. В цьому випадку на частинку рідини діють сили тиску, сили в'язкості та інерційні сили і струминний насос набуває додаткових ознак характерних для відцентрових насосів. Закручені струмені відзначаються значними турбулентними пульсаціями, внаслідок чого інтенсифікується процес змішування потоків. Зростання довжини траєкторії руху частинки потоку, викликане його закручуванням, збільшує ефективність обміну енергіями в камері змішування струминного насоса. Застосування розміщених на виході активного сопла направляючих елементів дозволяє поширити дію закрученого робочого струменя в радіальному напрямку від осі струминного апарата. Радіальне поширення активного середовища в об'ємі камери змішування збільшує поверхню взаємодії робочого та інжектowanego потоків. При цьому покращуються умови передачі кінетичної енергії від активного середовища пасивному і ККД струминного апарата зростає.

2 ЗАДАЧІ РОЗРАХУНКУ

При проведенні розрахунків необхідно визначити напірну характеристику свердловинного струминного насоса у випадку закручування змішуваних потоків. Визначення напірної характеристики струминного насоса здійснюємо у три етапи:

- визначення додаткового напору, викликаного закручуванням змішуваних потоків;
- визначення напору струминного насоса за умови відсутнього закручування потоків;
- визначення сумарного відносного напору струминного насоса.

3 ПОЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ В МЕТОДИЦІ РОЗРАХУНКУ

3.1 Відносний напір струминного насоса – h ;

3.2 Коефіцієнт інжекції струминного насоса – i ;

3.3 Площа робочої насадки струминного насоса, m^2 – f_p ;

- 3.4 Площа робочого потоку на вході в камеру змішування, $\text{м}^2 - f_{p2}$;
- 3.5 Площа інжектowanego потоку на вході в камеру змішування, $\text{м}^2 - f_{i2}$;
- 3.6 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей у вихідному перерізі робочої насадки – j_1 ;
- 3.7 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей у вхідному перерізі камери змішування – j_2 ;
- 3.8 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей в дифузорі – j_3 ;
- 3.9 Коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей у всмоктувальній лінії струминного насоса – j_4 ;
- 3.10 Відносні гідравлічні втрати в робочому потоці на ділянці між робочою насадкою та камерою змішування – DP_{κ}/DP_p ;
- 3.11 Основний геометричний параметр струминного насоса – $K_{\text{сн}}$;
- 3.12 Кут нахилу направляючих елементів, розміщених в робочому потоці, град. – a_p ;
- 3.13 Кут нахилу направляючих елементів, розміщених в інжектованому потоці, град. – a_i ;
- 3.14 Додатковий відносний напір, викликаний закручуванням робочого потоку – h_p ;
- 3.15 Додатковий відносний напір, викликаний закручуванням інжектованого потоку – h_i .

4 ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

4.1 Незмінні параметри: $j_1=0,95$; $j_2=0,975$; $j_3=0,9$; $j_4=0,925$.

4.2 Змінні параметри

4.2.1 Параметри, що задаються: i ; f_p ; $K_{\text{сн}}$; a_p ; a_i .

4.2.2 Параметри, що визначаються: f_{p2} ; f_{i2} ; DP_{κ}/DP_p ; h ; h_p ; h_i .

5 ПОСЛІДОВНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ

5.1 Розрахунок напірної характеристики низьконапірного струминного насоса

5.1.1 Розрахунок напірної характеристики низьконапірного струминного насоса у випадку закручування робочого потоку

5.1.1.1 Розрахунок додаткового відносного напору низьконапірного струминного насоса викликаного закручуванням робочого потоку

Додатковий відносний напір, викликаний закручуванням робочого потоку, визначаємо за формулою

$$h_p = \frac{j_1^2}{2K_{сн}} \operatorname{tg}^2 a_p \quad (1)$$

Для складових рівняння (1) $K_{сн}=4,0$; $a_p=15^\circ$ величина додаткового напору, викликаного закручуванням робочого потоку, становить $h_p=0,0081$.

5.1.1.2 Розрахунок відносного напору низьконапірного струминного насоса за умови, коли закручування потоків відсутнє

Величину відносного напору для нерухомого низьконапірного струминного насоса визначаємо за формулою

$$h = \frac{j_1^2}{K_{сн}} + \frac{1}{j_4^2} \frac{i^2}{K_{сн} - 1} - (2 - j_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \quad (2)$$

Відносний напір струминного насоса, основний геометричний параметр якого становить $K_{сн}=4,0$, відповідно до рівняння (2) визначаємо змінюючи величину коефіцієнта інжекції в діапазоні від 0 до $i=2,0$ (таблиця 1).

Таблиця 1 – Відносний напір низьконапірного струминного насоса за умови, коли закручування потоку відсутнє

i	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
h	0,373	0,346	0,318	0,289	0,26	0,23	0,2	0,169	0,137	0,104	0,071

5.1.1.3 Розрахунок сумарного відносного напору низьконапірного струминного насоса для умов закручування робочого потоку

Відносний напір низьконапірного струминного насоса розраховуємо сумуванням додаткового напору, викликаного закручуванням робочого потоку та напору нерухомого струминного насоса (таблиця 2).

Таблиця 2 – Розрахунок сумарного відносного напору низьконапірного струминного насоса для умов закручування робочого потоку

<i>i</i>	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
<i>h</i>	0,381	0,354	0,326	0,297	0,268	0,238	0,208	0,177	0,145	0,112	0,079

5.1.2 Розрахунок напірної характеристики низьконапірного струминного насоса у випадку закручування інжектowanego потоку

5.1.2.1 Розрахунок додаткового відносного напору низьконапірного струминного насоса викликаного закручуванням інжектowanego потоку.

Додатковий відносний напір, викликаний закручуванням інжектowanego потоку, визначаємо за формулою

$$h_{oi} = \frac{2j_1^2 i^2 \operatorname{tg}^2 a_i (1 + K_{cn}^{-1})}{(1 + K_{cn}^{0.5})^2 (K_{cn} - 1)} \quad (3)$$

Додатковий відносний напір розраховуємо для складових рівняння (3) $K_{cn} = 4,0$; $a_p = 15^\circ$ та величини коефіцієнта інжекції, що змінюється в діапазоні від 0 до $i = 2,0$ (таблиця 3).

Таблиця 3 – Розрахунок додаткового напору низьконапірного струминного насоса, викликаного закручуванням інжектowanego потоку

<i>i</i>	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
<i>h</i>	0	0,0002	0,001	0,002	0,004	0,006	0,009	0,012	0,015	0,019	0,024

5.1.2.2 Розрахунок відносного напору низьконапірного струминного насоса за умови, коли закручування потоків відсутнє.

Величина відносного напору низьконапірного струминного насоса за умови, коли закручування потоків відсутнє визначається за формулою (2) і приведена в таблиці 1.

5.1.2.3 Розрахунок сумарного відносного напору низьконапірного струминного насоса для умов закручування інжектowanego потоку.

Відносний напір низьконапірного струминного насоса розраховуємо сумуванням додаткового напору, викликаного закручуванням інжектowanego потоку (таблиці 3), та напору струминного насоса, коли закручування потоку відсутнє (таблиця 1). Результати розрахунку приведені в таблиці 4.

Таблиця 4 – Розрахунок сумарного відносного напору низьконапірного струминного насоса для умов закручування інжектowanego потоку

i	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
h	0,373	0,346	0,319	0,291	0,264	0,236	0,208	0,18	0,152	0,123	0,095

5.2 Розрахунок напірної характеристики високонапірного струминного насоса

5.2.1 Розрахунок напірної характеристики високонапірного струминного насоса у випадку закручування робочого потоку

5.2.1.1 Розрахунок додаткового відносного напору високонапірного струминного насоса викликаного закручуванням робочого потоку

Додатковий відносний напір, викликаний закручуванням робочого потоку, визначаємо за формулою (1). Для складових рівняння (1) $K_{cn}=4,0$; $\alpha_i=15^\circ$ величина додаткового напору, викликаного закручуванням робочого потоку, становить $h_i=0,0081$.

5.2.1.2 Розрахунок відносного напору високонапірного струминного насоса за умови, коли закручування потоків відсутнє

Величину відносного напору для нерухомого високонапірного струминного насоса визначаємо за формулою

$$h = j_1^2 \frac{j_1^2}{K_{cn}} + 2j_2 \frac{f_p}{f_{p2}} + 2j_2 i^2 \frac{f_p}{f_{i2}} - (2 - j_3)^2 \frac{(1+i)^2}{K_{cn}} - \frac{DP_k}{DP_p} \quad (4)$$

Величину відносних втрат, що входять в рівняння (4), та співвідношення площ робочого потоку розраховуємо за формулами

$$\frac{DP_{\kappa}}{DP_p} = \frac{\frac{j_1^2}{j_4^2} i^2}{\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{DP_{\kappa}}{DP_p}}}}; \quad (5)$$

$$\frac{f_p}{f_{p2}} = \sqrt{1 + \frac{DP_{\kappa}}{DP_p}} \quad (6)$$

Розрахунок відносних гідравлічних втрат в робочому потоці DP_{κ}/DP_p здійснюємо в такій послідовності.

1) Задаємо значення коефіцієнта інжекції $i = i_i$.

2) Розраховуємо значення функцій

$$y_1 = \frac{DP_{\kappa}}{DP_p}; \quad (7)$$

$$y_2 = \frac{\frac{j_1^2}{j_4^2} i^2}{\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{DP_{\kappa}}{DP_p}}}}, \quad (8)$$

змінюючи величину DP_{κ}/DP_p в діапазоні від 0 до $DP_{\kappa}/DP_p = 1,6$.

3) В процесі побудови функцій y_1 , y_2 визначаємо координати точки їх перетину та значення витрат DP_{κ}/DP_p , яке їй відповідає.

Результати розрахунку відносного напору високонапірного струминного насоса за формулами (4) – (8) приведені в таблиці 5.

Таблиця 5 – Величина відносного напору високонапірного струминного насоса, коли закручування потоку відсутнє

i	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
h	0,373	0,346	0,317	0,288	0,258	0,227	0,195	0,167	0,127	0,092	0,056

5.2.1.3 Розрахунок сумарного відносного напору високонапірного струминного насоса для умов закручування робочого потоку

Сумарний відносний напір високонапірного струминного насоса розраховуємо сумуванням додаткового напору викликаного закручуванням робочого потоку (п.5.2.1.1), та напору струминного насоса, коли закручування потоку відсутнє (таблиця 5). Результати розрахунку приведені в таблиці 6.

Таблиця 6 – Розрахунок сумарного відносного напору високонапірного струминного насоса для умов закручування робочого потоку

i	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
h	0,381	0,354	0,326	0,296	0,266	0,236	0,203	0,175	0,135	0,1	0,064

5.2.2 Розрахунок напірної характеристики високонапірного струминного насоса у випадку закручування інжектowanego потоку

5.2.2.1 Розрахунок додаткового відносного напору високонапірного струминного насоса викликаного закручуванням інжектowanego потоку.

Додатковий відносний напір, викликаний закручуванням інжектowanego потоку розрахований за формулою (3) та наведений в таблиці 3.

5.2.2.2 Розрахунок відносного напору високонапірного струминного насоса, коли закручування потоку відсутнє.

Відносний напір високонапірного струминного насоса, коли закручування потоку відсутнє, визначений за рівняннями (4) – (8) та наведений в таблиці 5.

5.2.2.3 Розрахунок сумарного відносного напору високонапірного струминного насоса для умов закручування інжектowanego потоку.

Сумарний відносний напір високонапірного струминного насоса розраховуємо сумуванням додаткового напору викликаного закручуванням інжектowanego потоку (таблиця 3) та напору струминного насоса, коли закручування потоку відсутнє (таблиця 5). Результати розрахунку приведені в таблиці 7.

Таблиця 7 – Розрахунок сумарного відносного напору високонапірного струминного насоса для умов закручування інжектowanego потоку

i	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
h	0,373	0,346	0,318	0,29	0,262	0,233	0,203	0,178	0,142	0,112	0,08

ДОДАТОК Г

ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОКТОРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу канд. техн. наук доц.



Сергій ЗІКРАТИЙ

«23» березня 2026 р.

ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі наукових результатів докторської дисертації Паневника Д.О. «Розвиток наукових основ побудови гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів»

Наукові результати дисертаційної роботи впроваджені у навчальний процес кафедри нафтогазових машин та обладнання при виконанні курсових проєктів, бакалаврських та магістерських робіт, при викладанні навчальних дисциплін 1, 2 та 3 рівня освіти денної та заочної форми навчання та підготовці студентів для участі в роботі науково-технічних конференцій.

Рік використання	Форма використання	Навчальна дисципліна	Спеціальність
2020 – 2025	Курсовий проєкт (загальна кількість – 19)	Машини та обладнання для буріння нафтових та газових свердловин	Нафтогазова інженерія та технології (бакалавр) Галузеве машинобудування (бакалавр)
2021 – 2026	Курсовий проєкт (загальна кількість – 34)	Машини та обладнання для видобутку нафти і газу	Нафтогазова інженерія та технології (бакалавр) Галузеве машинобудування
2021	Курсовий проєкт (загальна кількість – 6)	Бурові машини і комплекси	Обладнання нафтових і газових промислів (магістр)
2021	Курсовий проєкт (загальна кількість – 1)	Нафтогазопромислові машини і комплекси	Обладнання нафтових і газових промислів (магістр)

Рік використання	Форма використання	Навчальна дисципліна	Спеціальність
2021 – 2025	Курсовий проєкт (загальна кількість – 13)	Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання	Обладнання нафтових і газових промислів (магістр)
2022 – 2026	Курсовий проєкт (загальна кількість – 9)	Методи дослідження нафтогазових машин та обладнання	Нафтогазова інженерія та технології (бакалавр) Обладнання нафтових і газових промислів (магістр)
2023 – 2026	Курсовий проєкт (загальна кількість – 4)	Гідромашини і компресори	Галузеве машинобудування
2020 – 2025	Магістерська робота (загальна кількість – 15)		Обладнання нафтових і газових промислів (магістр)
2023 – 2026	Бакалаврська робота (загальна кількість – 4)		Галузеве машинобудування
2021 – 2026	Лекції, лабораторні, практичні заняття	Гідрогазомеханіка нафтогазових машин	Галузеве машинобудування
2022 – 2024	Лекції, лабораторні, практичні заняття	Інноваційні струминні насоси для буріння та експлуатації свердловин	Буріння нафтових і газових свердловин (бакалавр) Нафтогазова інженерія та технології (бакалавр) Галузеве машинобудування (бакалавр)
2021 – 2022	Практичні заняття	Обладнання для розробки морських нафтогазових родовищ	Нафтогазова інженерія та технології (бакалавр) Галузеве машинобудування (бакалавр)
2023	Практичні заняття	Основи цифрового інжинірингу нафтогазового обладнання	Обладнання нафтових і газових промислів (магістр) Зварювання та споріднені технології (магістр)
2025	Практичні заняття	Обладнання суміжних технологій нафтогазового комплексу	G16 Гірництво та нафтогазові технології (магістр) G11 Машинобудування (магістр)
2022 – 2026	Практичні заняття	Планування і обробка результатів експериментальних досліджень	Галузеве машинобудування (3 рівень освіти)

Рік використання	Форма використання	Навчальна дисципліна	Спеціальність
2022 – 2024	Підготовка студентів до виступу на конференції (5 студентів)		Галузеве машинобудування (бакалавр) Обладнання нафтових і газових промислів (магістр)

Завідувач кафедрою нафтогазових
машин та обладнання
канд. техн. наук, доцент



Ярослав ФЕДОРОВИЧ

ДОДАТОК Д

МЕТОДИКА ТА ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННОГО НАСОСА ПРИЗНАЧЕНОГО ДЛЯ ВИДОБУВАННЯ ЗАЛИШКОВОЇ НАФТИ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ

ВСТУП

Ефективність використання геотермальної енергії може бути підвищена застосуванням виведених з експлуатації нафтогазових свердловин. У всьому світі сьогодні існує 29 мільйонів недіючих свердловин, які є джерелом забруднення навколишнього середовища. Використання теплового потенціалу існуючих нафтогазових свердловин значно знижує капітальні інвестиції в проект, внаслідок чого суттєво зменшується період його окупності та собівартість видобування геотермальної енергії. Енергії нафтотермальних свердловин недостатньо для приведення в дію традиційних парових турбін, ефективна експлуатація яких забезпечується за температури робочого середовища більше 160 °С, однак застосування низькотемпературних теплоносіїв для безпосереднього опалення приміщень та реалізації низки термодинамічних процесів в сільському господарстві є економічно виправданим. Суттєва перевага утилізації петротермальної енергії полягає в можливості прямого використання геотермального тепла замість виробництва електроенергії в рамках сценаріїв декарбонізації та Енергетичної Стратегії розвитку світової економіки. Існування значної кількості недіючих нафтогазових свердловин, стабільність геотермальної теплогенерації та розвиток технологій використання низькотемпературних теплоносіїв свідчить про перспективність реалізації потенціалу нафтотермальної енергетики.

В процесі аналізу особливостей видобування низькотемпературних пластових флюїдів встановлено недостатню надійність конструкцій глибинних насосів, які застосовуються в насосно-циркуляційній системі геотермальних свердловин. Один із методів підвищення надійності глибинних насосів полягає у використанні свердловинних апаратів, конструкція яких не містить рухомих частин та відзначається стійкістю до агресивних рідин та абразивних включень для одночасного видобування залишкових вуглеводнів та геотермальної енергії.

Переваги використання струминних насосів найбільш повно реалізуються на пізніх стадіях експлуатації нафтових родовищ, що дозволяє рекомендувати їх застосування для одночасного видобування залишкових вуглеводнів та геотермальної енергії у виведених з експлуатації свердловинах. Одночасне видобування залишкових вуглеводнів та геотермальної енергії дозволяє повернути в експлуатацію нерентабельних нафтогазових свердловин.

Використання виведених з експлуатації нафтогазових свердловин для видобування геотермальної енергії вимагає вибору раціональної конструкції насосно-циркуляційної системи та режиму її експлуатації. Вибір раціональних співвідношень конструкторських та режимних параметрів свердловинних ежекційних систем забезпечує підвищення енергоефективності видобування залишкової нафти та утилізації низькотемпературної геотермальної енергії.

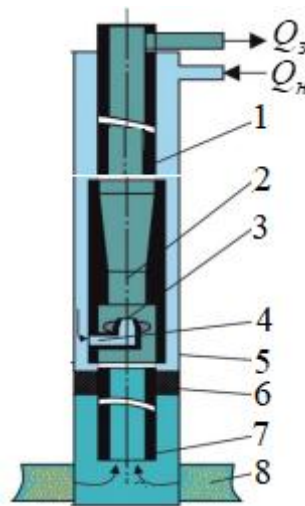
Методика та програма розрахунку розроблена кафедрою нафтогазових машин та обладнання відповідно до основних напрямків науково-дослідних робіт та дозволяє визначити оптимальне співвідношення між геометричними розмірами елементів проточної частини струминного насоса та режимом його експлуатації. На відміну від відомих методів розроблена методика та програма розрахунку дозволяє автоматизувати процеси проектування конструкцій та режиму експлуатації нафтового струминного насоса.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Основними факторами, які визначають конструкторські та режимні параметри нафтового струминного насоса є діаметр робочої насадки, основний геометричний параметр та витрата робочого потоку. Оптимальні характеристики струминного насоса, зазвичай, визначають шляхом розв'язку системи рівнянь напірної характеристики струминного насоса та його гідравлічної системи. Недолік моделювання процесу змішування потоків на основі використання закону збереження кількості руху рідини в замкненому об'ємі полягає у необхідності застосування для розв'язку отриманої системи рівнянь методу послідовних наближень, що вимагає значних витрат часу на проведення поетапного розрахунку. Враховуючи залучення численних масивів вихідних даних, аналіз яких передбачає

виконання значної кількості розрахункових процедур, автором розроблена спеціальна прикладна програма, заснована на використанні високорівневої інтерпретованої об'єктно-орієнтованої мови програмування Python.

Схема розміщення нафтового струминного насоса призначеного для видобування залишкової нафти та утилізації геотермальної енергії в свердловині показана на рисунку Д.1.



1,7 – насосно-компресорні труби; 2 – камера змішування з дифузорею; 3 – робоча насадка; 4 – радіальні отвори; 5 – свердловина; 6 – пакер; 8 – продуктивний горизонт

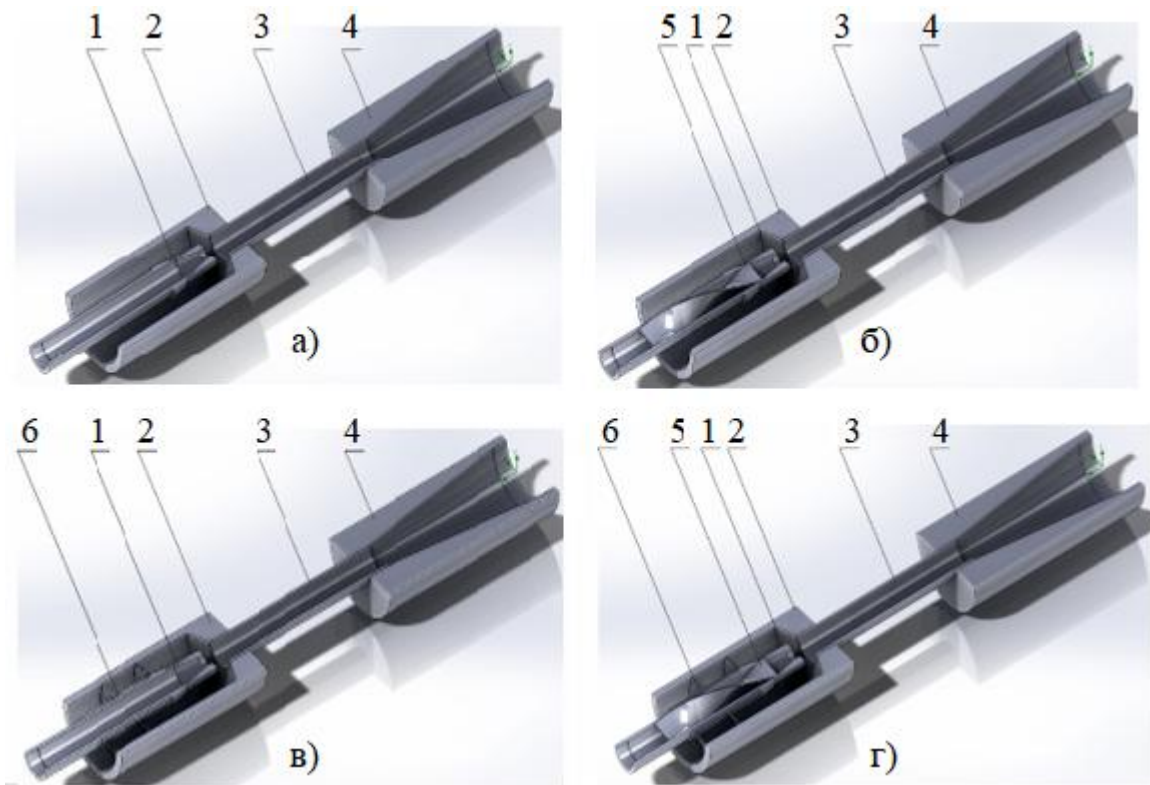
Рисунок Д.1 – Принципова схема нафтового струминного насоса призначеного для видобування залишкової нафти та утилізації геотермальної енергії

Струминний насос може мати направляючі елементи для локального закручування змішуваних потоків, що дає змогу підвищити енергоефективність видобування залишкової нафти та утилізації геотермальної енергії (рисунок Д.2).

Розроблення системи автоматизованого проектування свердловинного струминного насоса передбачає виконання наступних етапів:

- визначення вигляду основних аналітичних залежності системи проектування;
- формування структури розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування;
- створення системи автоматизованого розрахунку робочої точки струминного насоса;

- побудова алгоритму автоматизованого підбору оптимальних характеристик струминного насоса;
- інтерпретація результатів проведених розрахункових процедур.



1 – робоча насадка; 2 – приймальна камера; 3 – камера змішування; 4 – дифузор;
 5 – пластина для закручування робочого потоку; 6 – втулка з лопатями для закручування інжектованого потоку

Рисунок Д.2 – Конструкції струминного насоса: а) прямоточний; б) закручування робочого потоку; в) закручування інжектованого потоку; г) закручування робочого та інжектованого потоку

2 ОСНОВНІ АНАЛІТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ СИСТЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ

Напірна характеристика (**pressure characteristic**) струминного насоса визначається рівнянням збереження кількості імпульсів руху потоків в замкненому об'ємі камери змішування струминного насоса (рисунок Д.3).

$$h = \frac{j_1^2}{K_p} \frac{\dot{e}}{\dot{e}} 2j_2 \frac{f_{w1}}{f_{w2}} + 2j_2 \frac{f_{w1}}{f_{s2}} i^2 - \left(2 - j_3^2\right) \frac{(1+i)^2}{K_p} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} - \frac{DP_c}{DP_w}; \quad (1)$$

$$\frac{DP_c}{DP_w} = \frac{(j_1/j_4)^2 i^2}{K_p - \frac{1}{\sqrt{1 + (DP_c/DP_w)}}}; \quad (2)$$

$$\frac{f_{w1}}{f_{w2}} = \sqrt{1 + \frac{DP_c}{DP_w}}; \quad (3)$$

$$\frac{f_{w1}}{f_{s2}} = \frac{1}{K_p - \frac{f_{w2}}{f_{w1}}}, \quad (4)$$

де h - відносний напір струминного насоса;

j_1, j_2, j_3, j_4 - емпіричні коефіцієнти швидкостей характерних перерізів струминного насоса;

f_{w1}, f_{w2}, f_{s2} - площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки та на вході в камеру змішування та інжектованого потоку на вході в камеру змішування;

i - коефіцієнт інжекції струминного насоса;

K_p - геометричний параметр струминного насоса;

$\frac{DP_c}{DP_w}$ - відносні гідравлічні втрати в робочому потоці між вихідним перерізом робочої насадки та вхідним перерізом камери змішування.

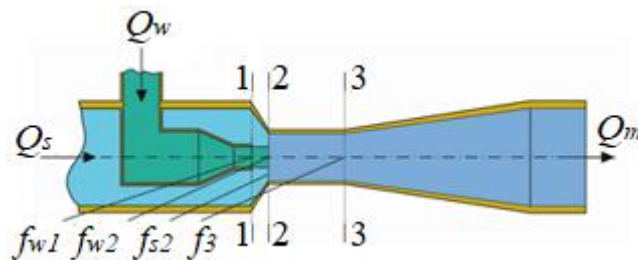


Рисунок Д.3 – Проточна частина струминного насоса

$f_{w1}, f_{s2}, f_{w2}, f_3$ - площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки; інжектованого потоку на вході в камеру змішування, робочого потоку на вході в камеру змішування та вихідного перерізу камери змішування
1-1, 2-2, 3-3 - вихідний переріз робочої насадки, вхідний переріз камери змішування, вихідний переріз камери змішування

Q_w, Q_s, Q_m - витрати робочого, інжектованого та змішаного потоків

Схема розміщення струминного насоса в свердловині визначає структуру рівняння характеристики його гідравлічної системи (**hydraulic characteristic**).

$$h = \frac{1}{\frac{K_w Q_w^2}{K_a Q_w^2 (1+i)^2 + r g H_p - P_r + Q_w / K_{pr}}} \quad (5)$$

де K_w, K_a – узагальнений гідравлічний опір робочої насадки та гідравлічного каналу затрубного простору;

Q_w – витрата робочого потоку;

r – густина робочого середовища;

H_p – глибина розміщення насоса;

P_r – пластовий тиск;

K_{pr} – коефіцієнт продуктивності.

Окремі складові рівняння (5) визначаються за формулами

$$K_w = \frac{8r}{\rho^2 m_w^2 d_w^4}; \quad (6)$$

$$K_a = \frac{8l_a r H_p}{\rho^2 d_{ci}^5}; \quad (7)$$

$$K_{pr} = \frac{2\rho k h_r}{m \ln(R_c / r_w)}, \quad (8)$$

де m_w – коефіцієнт витрати робочої насадки;

d_w – діаметр робочої насадки;

l_a – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору кільцевого каналу затрубного простору;

d_{ci} – внутрішній діаметр колони насосно-компресорних труб;

k – коефіцієнт проникності продуктивного пласта;

h_r – товщина продуктивного горизонту;

m – коефіцієнт динамічної в'язкості пластової рідини;

R_c – радіус контура живлення;

r_w – радіус свердловини.

Після визначення відносного напору h та коефіцієнта інжекції i розраховуємо коефіцієнт корисної дії струминного насоса

$$h = \frac{hi}{(1 - h)} \quad (9)$$

СТРУКТУРА РОЗРАХУНКОВОГО АЛГОРИТМУ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ

Розрахунковий алгоритм складається з чотирьох блоків (рисунок Д.4):

1 – Блок імпорту необхідних бібліотек

```
[1]: import pandas as pd
import Ejector_calculation
import ipywidgets as widgets
from ipywidgets import interact, interactive, fixed,
interact_manual
import ipymp1
from IPython.display import display
from IPython.display import clear_output
%matplotlib widget
```

2 – Блок введення основних параметрів

```
[2]: i = 0 # початкове значення коефіцієнта інжекції
Hr = 41 # товщина продуктивного пласта (м)
Mu_w = 0.95 # коефіцієнт витрати робочої насадки
rw = 0.1475 # радіус свердловини (м)
Rk = 100 # радіус контуру живлення (м)
k = 1e-12 # коефіцієнт проникності продуктивного
        пласта (м^2)
m = 0.01 # коефіцієнт динамічної в'язкості пластової
        рідини (Pa*c)
Pr = 24284600 # тиск на вибої свердловини (Pa)
Density = 1000 # густина робочого середовища (кг/м^3)
Hp = 2476 # глибина розміщення струминного насоса (м)
fi1 = 0.95
fi4 = 0.925
dco = 0.059 # діаметр колони НКТ (м)
Kp = 4.44 # основний геометричний параметр насоса
```

3 – Блок введення додаткових параметрів

```
[3]: Qw = 0.001296 # робоча витрата (м^3с)
dw = 0.00302 # діаметр робочої насадки насоса (м)
```

4 – Блок розрахунку ККД

Calculate

```
[4]: calcul = Ejector_calculation.
Ejector (Qw, dw, i, Hr, Mu_w, rw, Rk, m, Pr, Density, Hp,
        fi1, fi4, dco, Kp)
```

Рисунок 4 – Структура розрахункового алгоритму

- блоку імпорту необхідних бібліотек;
- блоку введення основних параметрів свердловини;

- блоку введення додаткових параметрів для розрахунку поточного ККД;
- блоку розрахунку ККД.

СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ РОБОЧОЇ ТОЧКИ СТРУМИННОГО НАСОСА

Для автоматизації даної задачі створено систему класу Class «Ejector» (рисунок Д.5) що забезпечує засоби групування даних і функціональних можливостей.

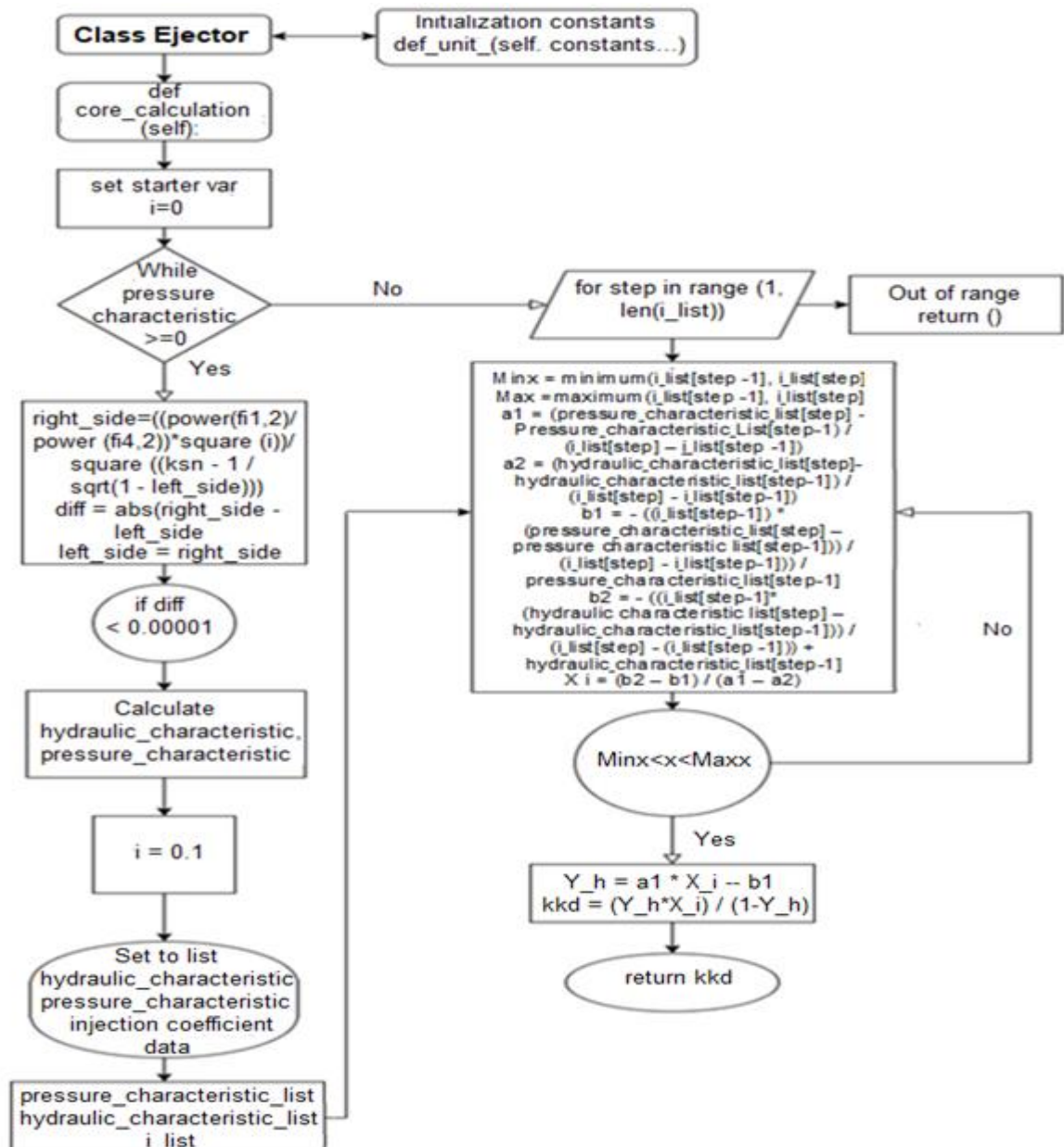


Рисунок Д.5 – Блок схема програмного коду з пошуку робочої точки та ККД
ежектора

Даний оператор реалізує поетапну систему розрахунку робочої точки струминного насоса (рисунок Д.6)

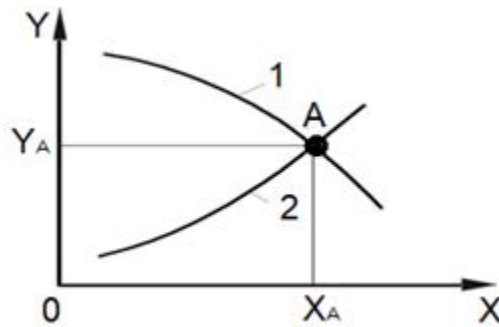


Рисунок Д.6 – Визначення координат робочої точки струминного насоса

Значення X та Y на рисунку 6 відповідають відносному напору h та коефіцієнту інжекції i струминного насоса.

ПОБУДОВА АЛГОРИТМУ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПІДБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННОГО НАСОСА

З метою вибору оптимальних геометричних розмірів струминного апарата, який базується на показнику ККД, розроблена система класу «**Calculation**» (рисунок Д.7) з наслідуванням функцій та параметрів попередньо створеного блоку розрахунку «**Class Ejector**». Розроблена система дозволила здійснити значний об'єм розрахункових процедур з мінімальними витратами часу на виконання кожного з етапів розрахунку. Для розрахунку оптимальних геометричних розмірів та ККД струминного насоса було створено функцію класу «**Ejector**»: «**cal_by_qw(self, Qw_array:list, dw_array:list)**», яка використовує в якості аргументів створені користувачем списки стандартних витрат наземних поршневих насосних агрегатів (**Qw_array**) та значення діаметрів робочих насадок струминного насоса (**dw_array**). Зображення даної функції має вигляд прямокутного поля із згладженими кутами розміщеного у верхній частині лівої колонки блок-схеми (рисунок Д.7). Розрахунок значень ведеться з використанням операторів циклу «**for**», які дозволяють здійснювати поетапну підстановку аргументів отриманих з масиву створених списків. Зображення оператора «**for**» має вигляд трьох паралелограмів розміщених в лівій колонці блок-схеми.

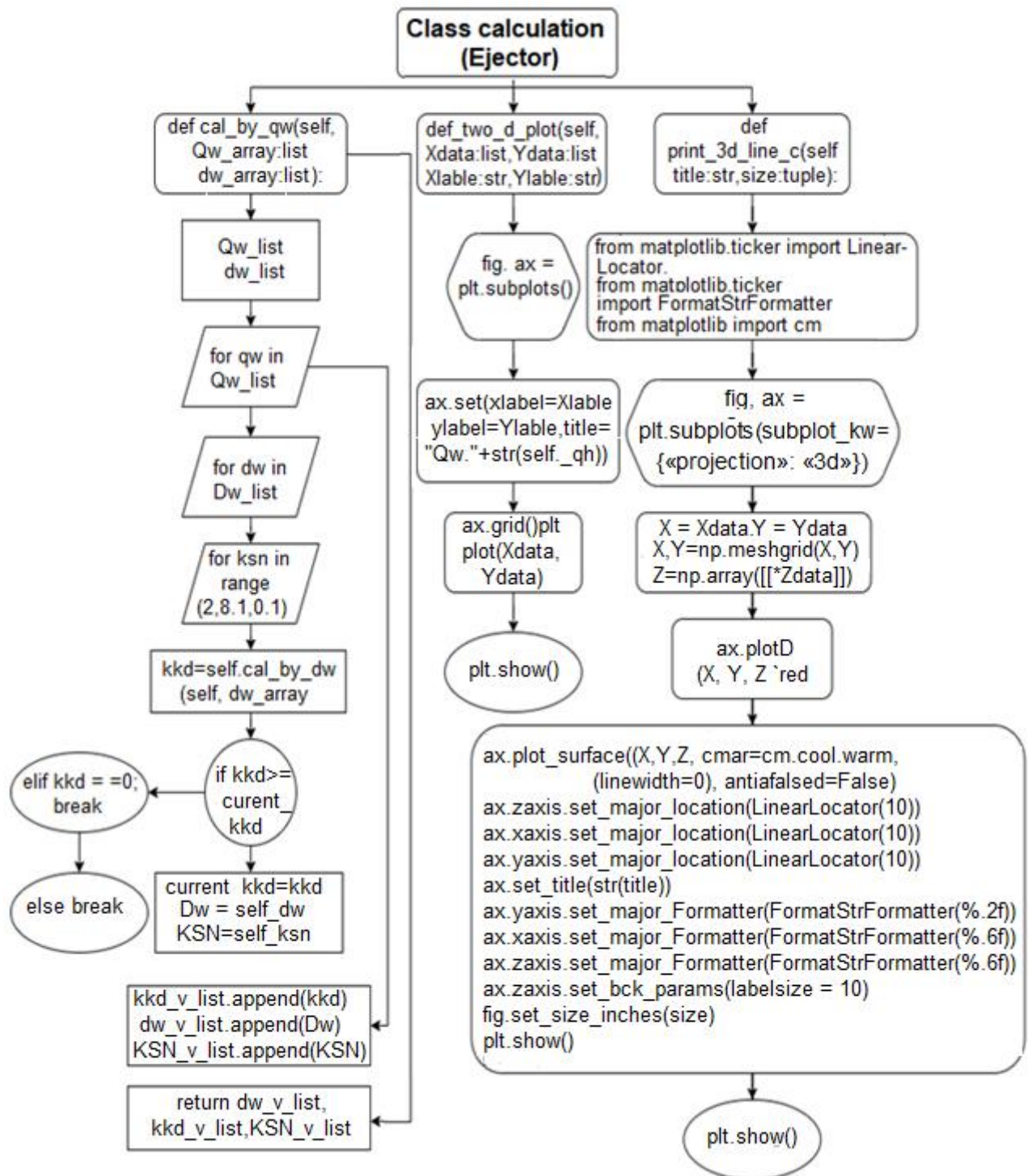


Рисунок Д.7 – Блок схема програмного коду класу «**Calculation**»

Оскільки побудова графічних залежностей вимагає значної кількості часу на створення програмного коду, в межах програмного коду створено окремі функції в класі «**Ejector**» для відображення 2D та 3D графіку.

ІНТЕРПРЕТАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ПРОВЕДЕНИХ РОЗРАХУНКІВ

Враховуючи значний діапазон робочих витрат, для автоматизації процесу розрахунку та відображення графічних залежностей, було створено функцію

автоматичної перебудови графічної залежності для вказаного ряду робочих витрат у вигляді слайдера (рисунок Д.8).

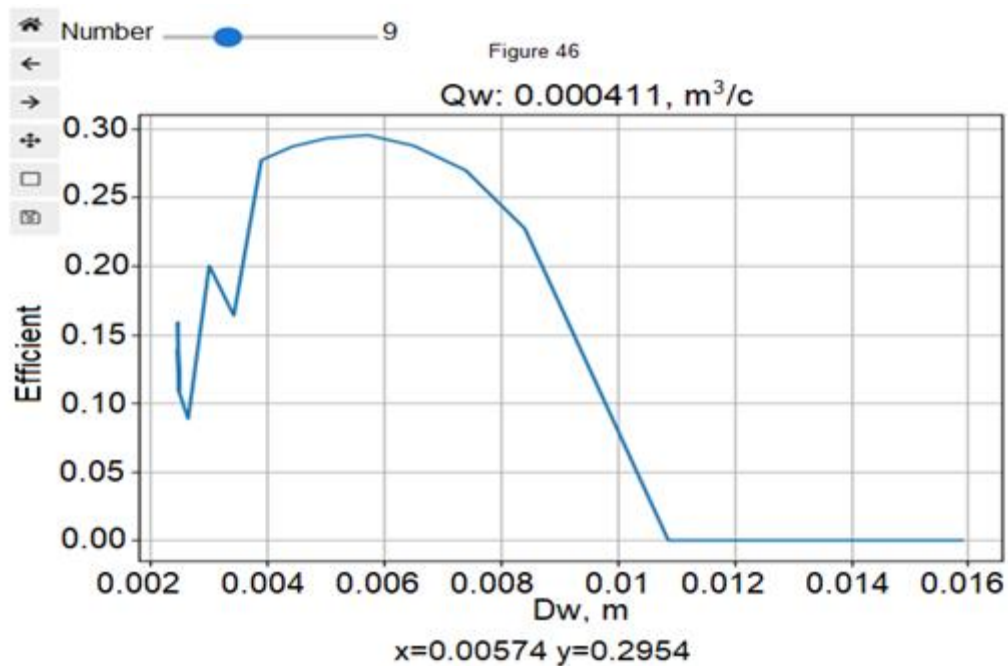


Рисунок Д.8 – Графічна залежність ККД від діаметра насадки для робочої витрати $Q_w=0.000411 \text{ м}^3/\text{с}$

Значення x , y в нижній частині рисунка 8 визначають координати екстремума графічної залежності.

Пересування слайдера (кількість позицій відповідає кількості значень робочих витрат) дозволяє автоматично розраховувати та відображати графіки для ряду робочих витрат, що робить їх аналіз значно зручнішим для користувача. На рисунку Д.9 зображено отриману з використанням слайдера серію однотипних графічних залежностей, які відповідають трьом робочим витратам струминного насоса.

З метою отримання графічної залежності робочої витрати від діаметра робочої насадки ежектора та значення основного геометричного параметра, використано можливості бібліотеки «**Matplotlib**» та створено функцію для автоматичної побудови 3-вимірного площинного графіку «**def print_3d_line_c**» (верхня частина правої колонки блок-схеми рисунка Д.7). Зображення компонентів функції «**Matplotlib**» розміщене у прямокутному полі із згладженими кутами у верхній частині правої колонки блок-схеми (рисунок Д.7).

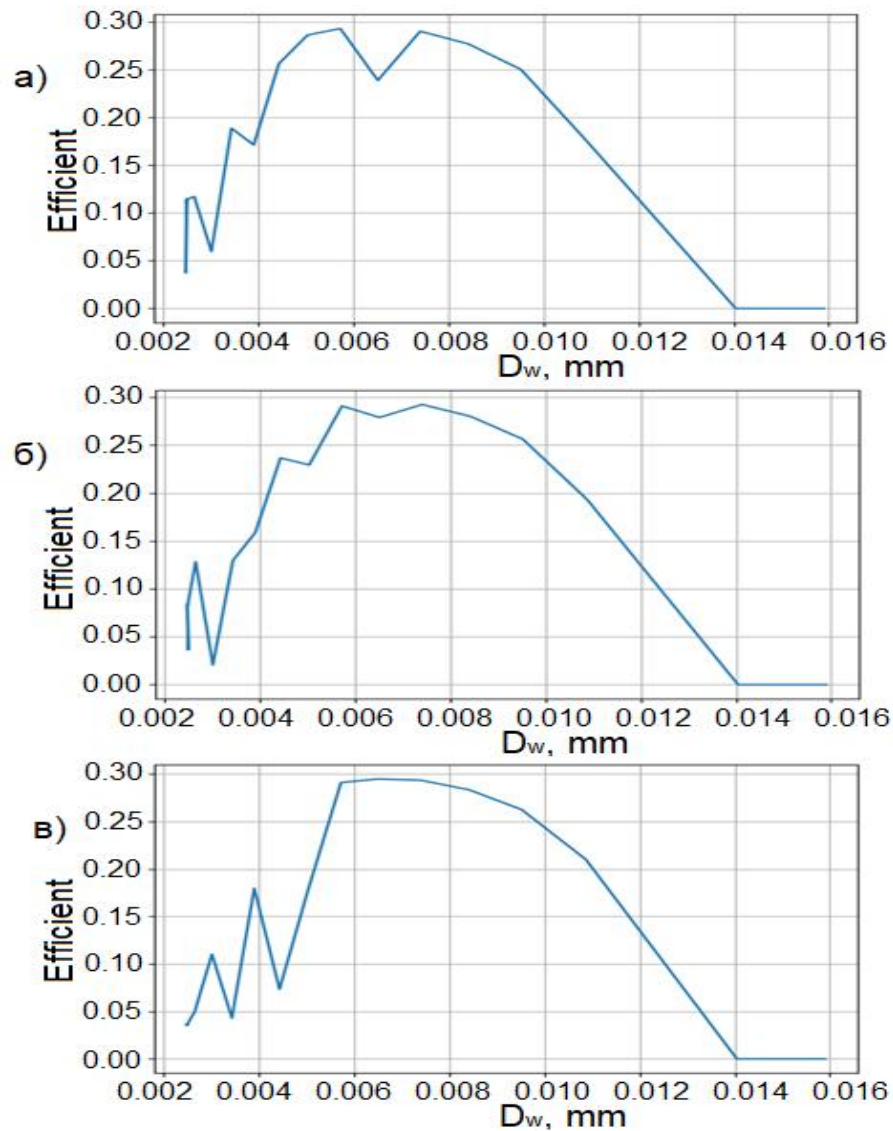


Рисунок Д.9 – Залежності ККД струминного насоса від діаметра робочої насадки для різних витрат робочого потоку: а) $0,003264 \text{ м}^3/\text{с}$; б) $0,004456 \text{ м}^3/\text{с}$; в) $0,006505 \text{ м}^3/\text{с}$

Командна функція «**ax.plot3D(X,Y,Z, 'red')**» (третє знизу прямокутне поле із згладженими кутами у правій колонці блок-схеми) призначена для створення графіків за заданими координатами. Нижче у прямокутному широкому полі із згладженими кутами зображена функція, яка забезпечує генерацію підписів під зображеннями графічних залежностей.

На рисунку Д.10 наведено зображення 3D графіка, побудованого розробленою автоматизованою системою проектування свердловинних струминних насосів.

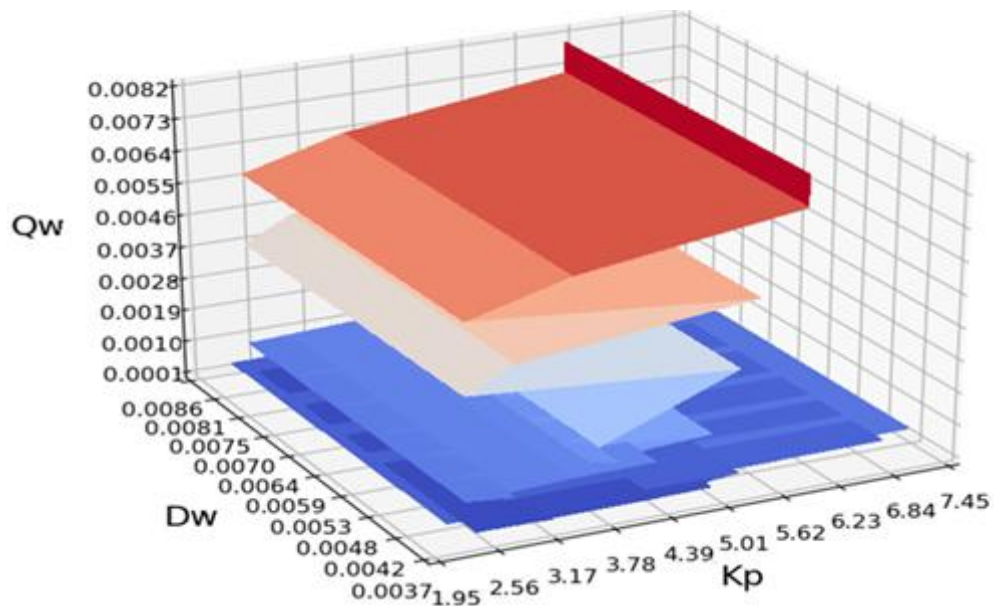


Рисунок Д.10 – Графічна 3D залежність робочої витрати від діаметра робочої насадки та значення основного геометричного параметра струминного насоса

Оптимальне співвідношення витрат та геометричних розмірів елементів проточної частини струминного насоса становить: робоча витрата $Q_{popt}=0,000984$ м³/с; діаметр робочої насадки $d_{popt}=0,005042$ м; основний геометричний параметр $K_{cn}=3,3$. Для згаданих співвідношень конструкторських та режимних параметрів ККД нафтового струминного насоса становить $\eta=29,5359$ %.