

# ЦИФРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

---

ЧУДИК І.І.  
ПАНЕВНИК Д.О.

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

**ЧУДИК Ігор Іванович  
ПАНЕВНИК Денис Олександрович**

Наукове видання

**ЦИФРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ СВЕРДЛОВИНИХ  
СТРУМИННИХ НАСОСІВ**

Монографія

Івано-Франківськ

2025

УДК 622.24 + 621.694.2

Ч 84

**Рецензенти:**

**Гнатів Р.М.** – доктор технічних наук, професор кафедри гідротехніки та водної інженерії Національного університету «Львівська політехніка»;

**Давиденко О.М.** – доктор технічних наук, професор кафедри нафтогазової інженерії та буріння Національного технічного університету «Дніпровська політехніка»;

**Копей Б.В.** – доктор технічних наук, професор кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Рекомендовано до друку Вченою радою Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (протокол № 12/670 від 30 жовтня 2024 року).

**Ч 84**

**Чудик І.І., Паневник Д.О.** Цифрове моделювання свердловинних струминних насосів: монографія. Івано-Франківськ: СИМФОНІЯ ФОРТЕ, 2025. 156 с.

Розглянуто особливості комп'ютерного моделювання робочого процесу свердловинних струминних насосів при реалізації технологічних операцій буріння, експлуатації та ремонту нафтогазових свердловин із застосуванням імітаційних та спеціальних прикладних програм. Обґрунтовано процес виділення розрахункового об'єму, побудови сіткових моделей, вибору граничних параметрів та оптимальних для заданих умов структурних елементів програм SolidWorks та ANSYS. Наведено послідовність побудови спеціальних прикладних програм на основі використання високорівневої мови програмування Python в задачах оптимізації робочого процесу нафтогазового обладнання в умовах об'ємних масивів вихідних даних та значної кількості необхідних розрахункових операцій. Показано області раціонального використання при моделюванні робочих процесів свердловинних струминних насосів програм-симуляторів та спеціальних прикладних програм у вигляді автоматизованих розрахункових алгоритмів.

Представлені матеріали спрямовані на підвищення ефективності вибору конструкторських та режимних параметрів свердловинних струминних насосів.

Монографія розрахована на науковців, викладачів та здобувачів вищої освіти спеціальностей «Галузеве машинобудування», «Нафтогазова інженерія та технології», «Гірництво» та «Прикладна механіка».

УДК 622.24 + 621.694.2

© Чудик І.І., Паневник Д.О.

© ІФНТУНГ, 2025

ISBN 978-966-694-439-2

## Зміст

	Стор.
Вступ	5
1 ОСНОВНІ СХЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	9
1.1 Наддолотні ежекційні системи	9
1.2 Нафтові струминні насоси	14
1.3 Ежекційні системи для промивання піщаних пробок	19
2 ОСОБЛИВОСТІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ	23
2.1 Побудова геометричної моделі та вибір умов моделювання	23
2.2 Створення сіткової моделі свердловинного струминного насоса	30
3 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	39
3.1 Удосконалення схеми підведення потоків в приймальну камеру струминного насоса	39
3.2 Визначення оптимальної довжини камери змішування струминного насоса	46
3.3 Визначення оптимальних співвідношень конструкторських та режимних параметрів нафтового струминного насоса	55
3.3.1 Основні аналітичні залежності системи проектування	56
3.3.2 Структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування	58
3.3.3 Створення системи автоматизованого розрахунку робочої точки струминного насоса	60
3.3.4 Побудова алгоритму автоматизованого підбору оптимальних характеристик струминного насоса	64
3.3.5 Інтерпретація результатів проведених розрахунків	67
3.4 Дослідження напружено-деформованого стану елементів свердловинного струминного насоса	72
3.5 Дослідження процесу зношування елементів конструкції струминного насоса	79
4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАДДОЛОТНИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	85
4.1 Визначення характеристик наддолотної вихрової ежекційної системи	85

4.2 Дослідження робочого процесу наддолотної двоконтурної свердловинної ежекційної системи	97
4.3 Дослідження робочого процесу віброежекційної наддолотної компоновки	106
4.3.1 Визначення гідродинамічних параметрів ежекційної системи	107
4.3.2 Визначення гідравлічних характеристик кульового вібратора	112
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ СТРУМИННИХ НАСОСІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИН	119
5.1 Визначення характеристик нафтового струминного насоса при використанні групового наземного приводу	119
5.2 Дослідження розподілу гідродинамічних параметрів вздовж проточної частини нафтового струминного насоса	131
5.3 Моделювання робочого процесу струминного насоса системи підтримування пластового тиску	135
5.4 Автоматизація алгоритму визначення оптимальної частоти очищень свердловини з використанням струминного насоса	139
ПІСЛЯМОВА	151
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	152

## ВСТУП

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. Свердловинні струминні насоси сьогодні застосовують при безпосередньому поглибленні свердловин з метою підвищення ефективності виходу керну і покращення техніко-економічних показників буріння, для видалення сторонніх предметів залишених на вибої 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.

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. 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. Проста конструкція струминного насоса та здатність зберігати працездатність в агресивному середовищі та за наявності механічних включень дозволяє підвищити терміни рентабельної експлуатації виснажених покладів вуглеводнів. Суттєве зниження собівартості реалізації гідроструминного методу нафтовилучення зумовлено розробленням гідравлічного способу заміни елементів ежекційної системи в свердловині замість проведення традиційних вартісних спуско-підйомних операцій. Ефективність гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин підвищилась після появи газових двигунів силових наземних насосних агрегатів. Привід газових двигунів здійснюється спалюванням відсепарованого нафтового газу даної свердловини, внаслідок чого зменшується

собівартість видобування вуглеводнів. Нагрівання робочого потоку, який приводить в дію свердловинний струминний насос, сприяє зростанню ефективності видобування високов'язких нафт. Додавання в робочий потік інгібіторів спрямованої дії запобігає відкладам парафіну та протидіє корозії підземного обладнання.

Розроблена наприкінці 50-х років минулого століття технологія промивання піскових пробок з використанням струминного насоса удосконалена шляхом поєднання ежекційної системи з колоною гнучких труб. Стрімкий розвиток даної технології зумовлений широким впровадженням багатостадійного гідророзриву пласта.

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. Струминні апарати мають техніко-економічні переваги у порівнянні з традиційними компресорами систем уловлювання нафтових газів і потребують менше місця для встановлення. Остання обставина зумовила поширення використання струминних апаратів на морських платформах.

Один з перспективних напрямків розвитку ежекційних технологій передбачає розроблення гібридних методів нафтовидобутку. Сьогодні набули поширення струминно-фонтанні, струминно-газліфтні, струминно-електровідцентрові та струминно-плунжерні свердловинні компоновки. Проводяться дослідні роботи стосовно впровадження струминно-гвинтових глибинонасосних установок. 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. При переміщенні струминного насоса в колоні підйомних труб створюється рухома область низького тиску. 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 підвищення ефективності трубопровідного транспорту обводненої високов'язкої нафти.

Основний недолік струминного насоса визначається недостатньою енергоефективністю його робочого процесу. Необхідність зростання коефіцієнта корисної дії набуває особливої актуальності при реалізації довготривалих виробничих процесів і, зокрема, під час безпосереднього нафтогазовидобування. В цих умовах особливого значення набувають заходи спрямовані на підвищення ефективності моделювання робочого процесу струминного насоса та прогнозування режиму його експлуатації в свердловині.

Робочий процес струминного насоса визначається особливостями взаємодії коаксіальних потенціальних течій з розміщеним між ними зсувним шаром, ширина якого зменшується в напрямку руху змішуваних потоків. Найбільш складним для моделювання є зсувний примежевий шар, в якому відбувається передача енергії від робочого потоку інжектваному. Внаслідок суттєвої різниці швидкостей змішуваних потоків в примежевому шарі утворюються вихрові зони. Максимальна достовірність теоретичних характеристик струминного насоса забезпечується при застосуванні для моделювання його робочого процесу системи диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса доповнених елементами теорії турбулентності. Систему диференціальних рівнянь в часткових похідних, зазвичай, розв'язують методом скінченних елементів із залученням імітаційних програм-симуляторів, найбільш поширеними серед яких є програмні комплекси ANSYS та SolidWorks. Застосування даних програм не потребує складання математичного опису процесу змішування потоків та передбачає побудову геометричної моделі струминного насоса з наступним виділенням розрахункового об'єму, створенням сіткової моделі, вибором граничних умов для розрахункових параметрів, проведенням розрахункових процедур та інтерпретацією отриманих результатів.

Процес оптимізації конструкції струминного насоса та вибір оптимального режиму його експлуатації вимагає проведення значної кількості чисельних розрахунків. Провідними в галузі впровадження нафтогазових ежекційних технологій американськими компаніями Kobe, Guiberson та National розроблено низку типорозмірних стандартизованих рядів для вибору діаметра робочої насадки та камери змішування свердловинного струминного насоса. Стандартизовані також значення робочих витрат створюваних наземними насосними агрегатами. Співвідношення десятків типорозмірів діаметрів робочих насадок та камер змішування, доповнених необхідними значеннями робочих витрат, складають тисячі розрахункових комбінацій, кожна з яких потребує



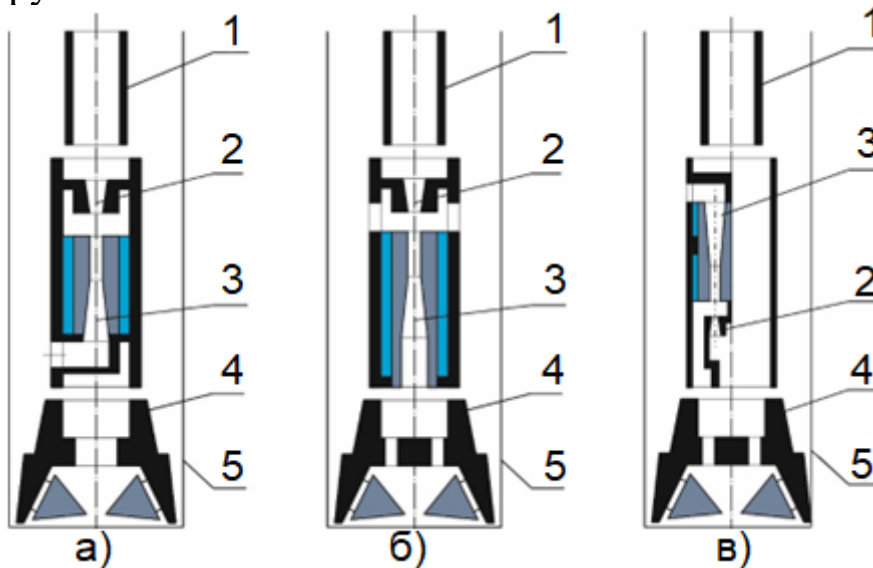
для застосування програм-симуляторів побудови геометричної моделі з наступним виконанням низки передбачених діючим алгоритмом процедур. У цьому випадку згадані програмні комплекси втрачають переваги і пріоритет необхідно надавати спеціальним прикладним програмам, розробленим на основі високорівневих мов програмування. Однією з таких мов є інтерпретована об'єктно орієнтована мова програмування високого рівня Python. На відміну від програм-симуляторів розроблення спеціальної прикладної програми потребує використання наперед складеного розрахункового алгоритму.

Конструкція ежекційної системи на відміну від традиційних для нафтової галузі насосів відзначається наявністю трьох гідравлічних ліній, які сполучають елементи пристрою з циркуляційною системою свердловини. Особливості конструкції свердловинних ежекційних систем необхідно враховувати при застосуванні імітаційних програмних комплексів та розробленні спеціальних прикладних програм спрямованих на підвищення ефективності проектування і експлуатації свердловинних струминних насосів.

# 1 ОСНОВНІ СХЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ СВЕРДЛОВИНИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

## 1.1 Наддолотні ежекційні системи

Вперше наддолотна ежекційна система була використана для підвищення ефективності застосування дробового буріння [1]. На сьогоднішній день відомі [2] три типи конструкцій наддолотних ежекційних систем (рисунок 1.1): всмоктувальні, нагнітальні та нагнітально-всмоктувальні, основними елементами яких є робоча насадка та камера змішування струминного насоса.



1 – бурильна колона; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – камера змішування з дифузorzом струминного насоса; 4 – долото; 5 – стінка свердловини (обсадна колона)

Рисунок 1.1 – Принципові схеми всмоктувальної (а), нагнітальної (б) та нагнітально-всмоктувальної (в) наддолотної ежекційної системи

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 ежекційною насадкою. 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.

Зважаючи на наявність окремих ліній робочого, інжектваного та змішаного потоків наддолотні ежекційні системи утворюють привибійні замкнені контури циркуляції промивального розчину (рисунок 1.2).

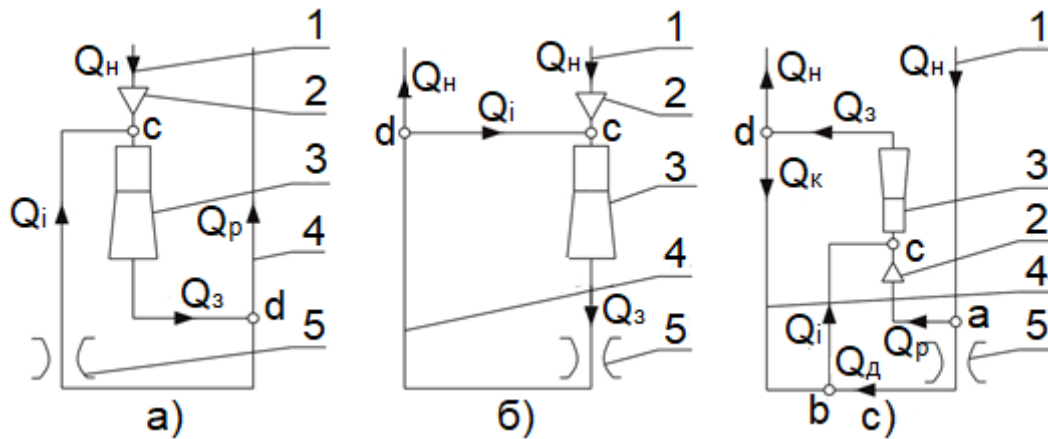


Рисунок 1.2 – Гідравлічні схеми всмоктувальної (а), нагнітальної (б) та нагнітально-всмоктувальної (в) наддолотної ежекційної системи  $Q_p$ ,  $Q_i$ ,  $Q_z$  – витрати робочого, інжектваного та змішаного потоків,  $Q_n$  – продуктивність бурового насоса,  $Q_d$  – витрата в промивальній системі долота,  $Q_k$  – витрата в кільцевому каналі, утвореному корпусом струминного насоса та стінкою свердловини

Недоліком нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи з паралельною схемою включення струминного насоса є зменшення кількості промивальної рідини, яка подається на вибій, що безумовно впливає на якість його очищення. В різних конструкціях пристрою величина витрати на вибої становить від 30 до 90 % продуктивності бурового насоса, що призводить до необхідності збільшувати його продуктивність. Конструкції наддолотних ежекційних систем визначають характерні особливості їх використання (таблиця 1.1).

Режимні параметри наддолотних ежекційних систем можуть бути визначені в процесі моделювання робочого процесу струминного насоса. Характеристика гідравлічної системи струминного насоса відповідно до класичної методики розрахунку, заснованої на використанні закону збереження кількості руху рідини, визначається співвідношенням тисків змішаного  $P_z$ , інжектваного  $P_i$  та робочого  $P_p$  потоків в його характерних перерізах

$$h = \frac{P_z - P_i}{P_p - P_i} \quad (1.1)$$

Відповідно до прийнятої термінології та гідравлічної схеми ежекційної системи (рисунок 1.2) тиск робочого потоку  $P_p$  визначається перед робочою насадкою струминного насоса, змішаного потоку  $P_3$  – на виході з дифузору, інжектваного потоку  $P_i$  – на вході в приймальну камеру.

Таблиця 1.1 – Характерні особливості використання наддолотних струминних насосів

Особливість використання	Тип ежекційної системи		
	Всмоктувальна	Нагнітальна	Нагнітально-всмоктувальна
Характер приєднання насоса	Послідовне	Послідовне	Паралельне
Тип привибійної гідравлічної системи	Одноконтурна	Одноконтурна	Двоконтурна
Найменування потоку на вибої	Всмоктувальний	Змішаний	Робочий
Характер промивання привибійної зони	Зворотне	Пряме	Комбіноване
Величина витрати на вибої	$Q_e = Q_p i$	$Q_e = Q_p (1 + i)$	$Q_e = a Q_n$

Примітка. В таблиці 1 позначено:  $i$  – коефіцієнт інжекції струминного насоса (співвідношення витрат інжектваного та робочого потоків  $i = Q_i / Q_p$ ),  $a$  – частка продуктивності бурового насоса ( $a < 1$ ).

Використовуючи загальновідомі формули для визначення тисків рівняння характеристики гідравлічної системи для всмоктувального та нагнітального наддолотного струминного насоса запишемо у вигляді

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_\partial}{\mu_p}\right)^2 \left(\frac{f_\partial}{f_p}\right)^2 \frac{1}{i^2}}, \quad (1.2)$$

де  $\mu_\partial$ ,  $\mu_p$  – коефіцієнти витрати для промивального отвору насадок долота та робочої насадки струминного насоса;

$f_\partial$ ,  $f_p$  – площі перерізу насадок промивальної системи долота та струминного насоса.

Для нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи різниця тисків змішаного та інжектваного потоків  $P_3 - P_i$  визначається (рисунок 1.1 в) гідравлічними втратами в кільцевому каналі утвореному корпусом струминного насоса і стінкою свердловини. Зважаючи на малу довжину кільцевого каналу виконується співвідношення  $P_3 - P_i \approx 0$ . Тоді відповідно до рівняння (1.1) відносний напір струминного насоса становить  $h=0$ , а коефіцієнт інжекції приймає максимальні значення  $i = i_{\max}$  (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2 – Визначення режиму роботи наддолотного струминного насоса

Тип ежекційної системи	Режимні параметри		Відносна втрата на вибої $Q_v/Q_n$
	Відносний напір $h$	Коефіцієнт інжекції $i$	
Всмоктувальна	0,277	0,922	0,922
Нагнітальна	0,233	1,25	2,25
Нагнітально-всмоктувальна	0	2,31	0,618

На рисунку 1.3 показана процедура визначення робочої точки свердловинної насосної установки при застосуванні ежекційних систем різного типу.

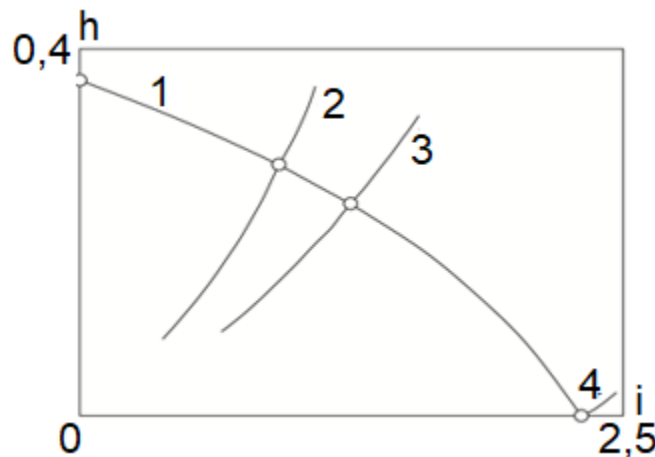


Рисунок 1.3 – Визначення режиму роботи наддолотної ежекційної системи: 1 – власна характеристика струминного насоса; 2, 3, 4 – характеристики гідравлічної системи відповідно всмоктувального, нагнітального та нагнітально-всмоктувального струминного насоса

Власна характеристика струминного насоса отримана із застосуванням найпоширенішої методики, заснованої на використанні закону збереження кількості руху рідини, а характеристики гідравлічної

системи для всмоктувальної та напірної ежекційних систем отримані із використанням рівняння (1.2).

Таблиця 1.3 – Аналіз досвіду використання наддолотних ежекційних систем

<b>Тип ежекційної системи</b>	<b>Назва пристрою</b>	<b>Розробник</b>	<b>Ефективність використання</b>
Всмоктувальна	Концентричний струминний насос [3]	Sunstone Corporation, USA	Зниження тиску нижче 0,48 г/см <sup>3</sup> еквівалентної щільності циркуляції
	Кільцевий струминний насос [4]	Unique Oil Tools, Inc., UK	Зниження тиску на 0,45 МПа
	Долото з декомпресією [5]	Institut Francais du Petrole	Створення від'ємного тиску на вибої до 4 МПа, зростання механічної швидкості на 15–50 %
Нагнітальна	Наддолотний струминний насос	Уфимський нафтовий інститут	Зростання механічної швидкості на 10 % та проходження долота – на 30 %.
Нагнітально-всмоктувальна	Долото з струминним насосом [6], [7], [8]	Soutwest Petroleum University, China	Зниження тиску від 10,35 МПа до 0,2 МПа
	Струминно-шарошкове долото [9], [10]	China University of Petroleum	Інтенсифікація видалення шламу в горизонтальних свердловинах
	Долото з ежекційною насадкою	Institut Francais du Petrole	Зниження тиску на вибої, зростання механічної швидкості на 20 % та проходження долота – на 30 %.
	Комбіновано-струминне долото [11]	Petroleum Drilling Techniques	Зниження диференціального тиску на вибої, зростання механічної швидкості на 40 %

Аналіз досвіду експлуатації наддолотних ежекційних систем дозволив встановити ефективність їх застосування при бурінні свердловин (таблиця 1.3).

Проведеними дослідженнями встановлено, що максимальна витрата на вибої свердловини забезпечується використанням нагнітальних наддолотних ежекційних систем, а граничне зниження тиску на вибої свердловини – нагнітально-всмоктувальних.

## 1.2 Нафтові струминні насоси

Ежекційна система для нафтовидобутку приводиться в дію гідравлічним приводом [12], [13], [14] у вигляді розміщеного на поверхні силового насоса, який подає робочу рідину на робочу насадку струминного насоса (рисунок 1.4).

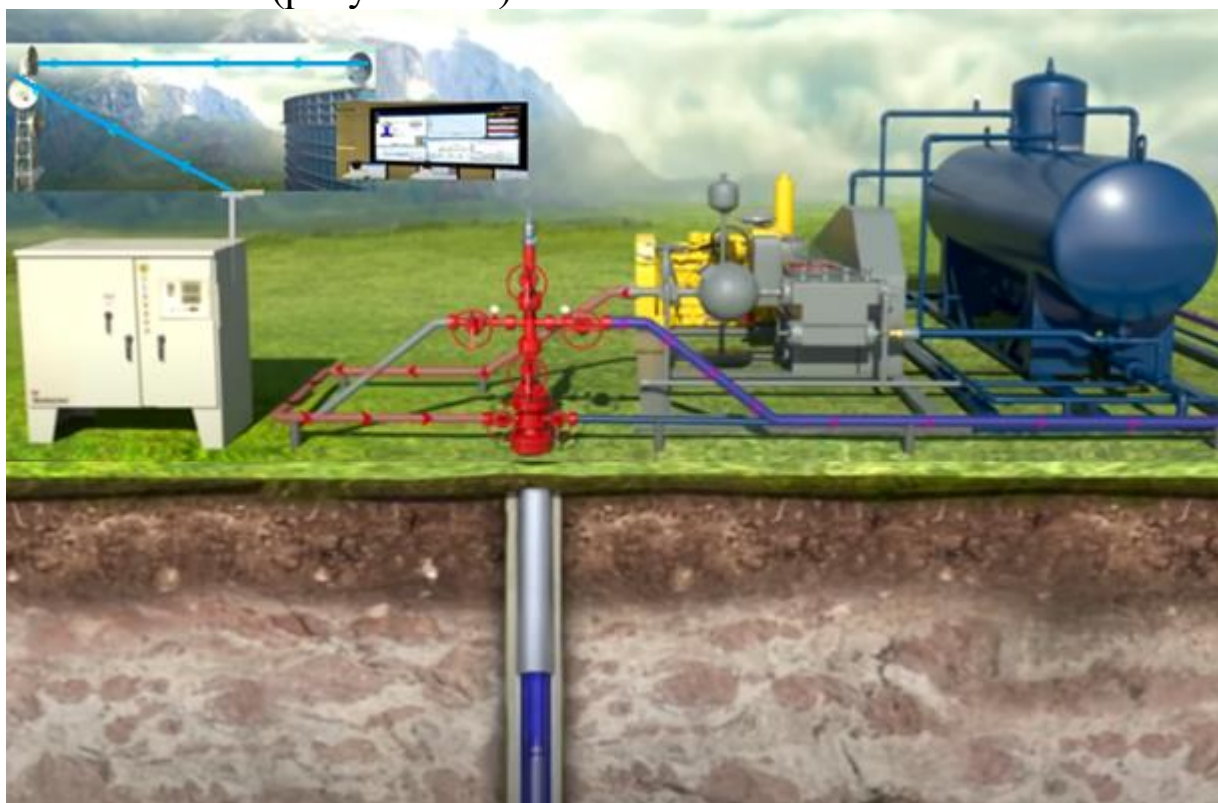


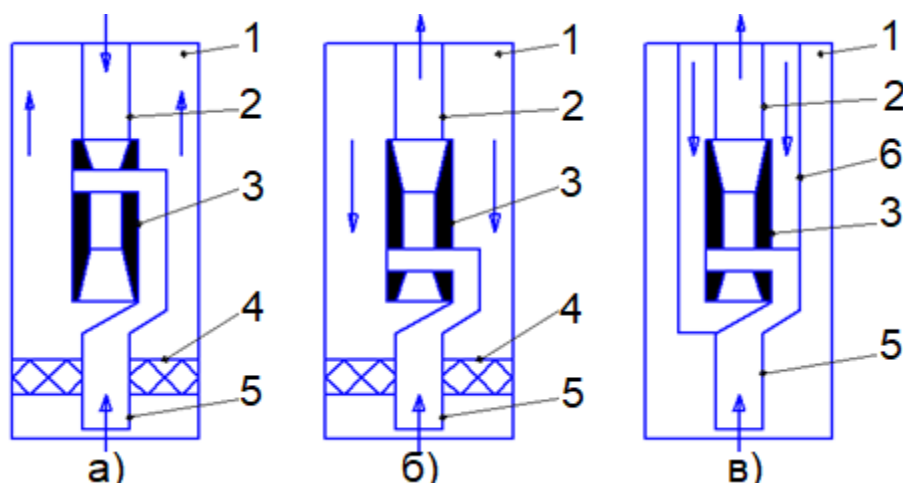
Рисунок 1.4 – Ежекційна система для нафтовидобутку

Наземний силовий насос використовується також в конструкції гідропривідного свердловинного поршневого насоса.

Останнє покоління нафтових струминних насосів обладнане системами дистанційного контролю та регулювання режиму роботи ежекційної системи.

На рисунку 1.5 приведені основні схеми використання свердловинних насосів з поверхневим силовим приводом. Характерною особливістю перших двох схем є наявність пакера, а відокремлення

робочого та змішаного потоків здійснюється за допомогою колони НКТ. Відповідно до схеми наведеної на рисунку 1.5 а робоча рідина з поверхні подається на робочу насадку струминного насоса колоною НКТ [15].



1 – канал затрубного простору; 2 – канал колони НКТ; 3 – струминний насос; 4 – пакер; 5 – всмоктувальна лінія струминного насоса; 6 – додаткова колона труб

Рисунок 1.5 – Конструктивне виконання ежекційних систем для нафтовидобутку

Інжектвана рідина з підпакерної області надходить у кільцевий простір утворений зовнішньою поверхнею струминного насоса та внутрішньою поверхнею корпусу пристрою, а звідти – в приймальну камеру струминного насоса. Змішаний потік з дифузора струминного насоса надходить у затрубний простір над пакером і подається на поверхню. Недоліком такої конструкції є зміна напрямку руху інжектованого потоку в пристрої на  $360^\circ$  і на виході з дифузора – на  $180^\circ$ . Це викликає додаткові втрати енергії та зниження ККД пристрою. Крім того, вільний газ і газ, який виділяється в камері змішування, в процесі зниження швидкості потоку, може накопичуватись у дифузорі, внаслідок чого порушується його нормальна робота. У випадку підйому продукції свердловини по затрубному простору на поверхні експлуатаційної колони утворюються асфальто-смоло-парафінові відклади.

Усунути згадані недоліки можна за допомогою схеми приведеної на рисунку 1.5 б, для якої збереження співвісності ліній підведення та відведення потоків дозволяє зберегти необхідні мінімальні габарити установки. Для цієї схеми робоча рідина подається в затрубний простір і по каналах спеціальної муфти надходить на сопло струминного насоса [16]. Інжектований потік з області під пакером через вікна в спеціальній муфті надходить у приймальну камеру насоса. Робочий та



інжектований потік після змішування не змінюючи напрямку руху спрямовуються у колону НКТ і на поверхню. Вільний газ не має можливості накопичуватись у дифузорі і рухається в загальному потоці рідини. Зміна напрямку руху рідини на  $180^\circ$  здійснюється тільки в потоці робочої рідини, що надходить із затрубного простору на робочу насадку насоса. Використання пакера дозволяє відокремити потоки робочої та інжектованої рідини, а також запобігти дії тиску робочої рідини на вибій свердловини.

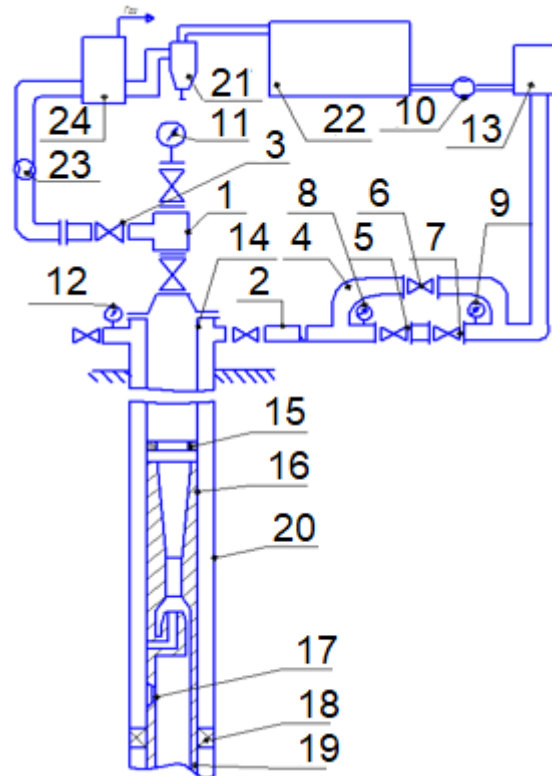
Монтаж пакера пов'язаний з фіксацією колони НКТ в її нижній частині. Це може викликати її руйнування у випадку значних коливань температури. В таких випадках може бути рекомендована двотрубна конструкція для якої відокремлення потоків здійснюється за, допомогою подвійної колони труб і спеціальної муфти (рисунок 1.5 в) [17]. Для такої схеми використання струминного насоса робоча рідина надходить у міжтрубний простір двох колон НКТ і через спеціальну муфту – на робочу насадку насоса. Змішана рідина надходить на поверхню по внутрішній колоні НКТ. Нижня частина подвійної колони не зафіксована пакером і має можливість вільного лінійного переміщення під дією різниці температур. Конструкція зберігає усі переваги порівняно зі схемою приведеною на рисунку 1.5 б за винятком однієї — має вдвічі більшу металомісткість.

Відповідно до схеми розміщення нафтового струминного насоса в свердловині (рисунок 1.6) робоча рідина, для якої може використовуватись пластова вода, за допомогою поверхневого насосного агрегату 13 (рисунок 1.6) по лінії підведення робочого агента 2 надходить в кільцевий простір свердловини, утворений колоною НКТ 14 та експлуатаційною колоною 20. Через радіальні отвори в нижній частині струминного насоса 16 робоча рідина надходить на робочу насадку. Внаслідок високої швидкості витікання робочої рідини у вихідному перерізі робочої насадки утворюється зона низького тиску, внаслідок чого створюються умови для підсмоктування нафти з продуктивного горизонту через порожнину хвостовика 19.

Після вирівнювання швидкостей робочого та інжектованого потоків в камері змішування та відновлення тиску в дифузорі струминного насоса змішаний потік по каналу НКТ 14 піднімається на поверхню та надходить в нафтовий колектор.

Підведення робочої рідини може здійснюватися за допомогою спеціально прокладених трубопроводів, довжина яких, зазвичай, не перевищує 100 м. Схема встановлення струминного насоса допускає

використання допоміжного обладнання для опресування глибинної компоновки, депарафінізації колони НКТ та глушіння свердловини.



1 – обв’язка устя; 2 – лінія підведення робочого агента; 3 – нафтозбірний колектор; 4 – ділянка регулювання тиску і витрати робочого агента; 5,6,7 – вентилі; 8,9,11,12 – манометри; 10,23 – витратомір; 13 – джерело робочого агента; 14 – колона НКТ; 15 – опресувальне гніздо; 16 – струминний насос; 17 – пристрій для глушіння свердловини; 18 – пакер; 19 – хвостовик; 20 – експлуатаційна колона; 21 – гідроциклон; 22 – приймальний резервуар; 24 – сепаратор

Рисунок 1.6 – Схема розміщення насоса в свердловині

Після виходу з свердловини змішаний потік надходить в сепаратор 24 (рисунок 1.6), де відбувається відокремлення газової фази. В гідроциклоні 21 відбувається очищення видобутої нафти від твердих домішок після чого частина рідини надходить в приймальний резервуар 22, а частина потрапляє в систему збору нафти і газу. З приймального резервуару робоча рідина подається насосом 13 в свердловину для приведення в дію струминного насоса.

Система поверхневого обладнання нафтового струминного насоса компанії Schlumberger Limited приведена на рисунку 1.7. Продукція свердловин після очищення в сепараторах надходить частково в резервуар робочого потоку, а частково – в накопичувальні резервуари. З резервуара робочого потоку рідина надходить на всмоктувальну лінію

наземного насоса, а з накопичувальних резервуарів прямує в систему збору. Очищений робочий потік під високим тиском спрямовується поверхневим (наземним) насосом в свердловину.

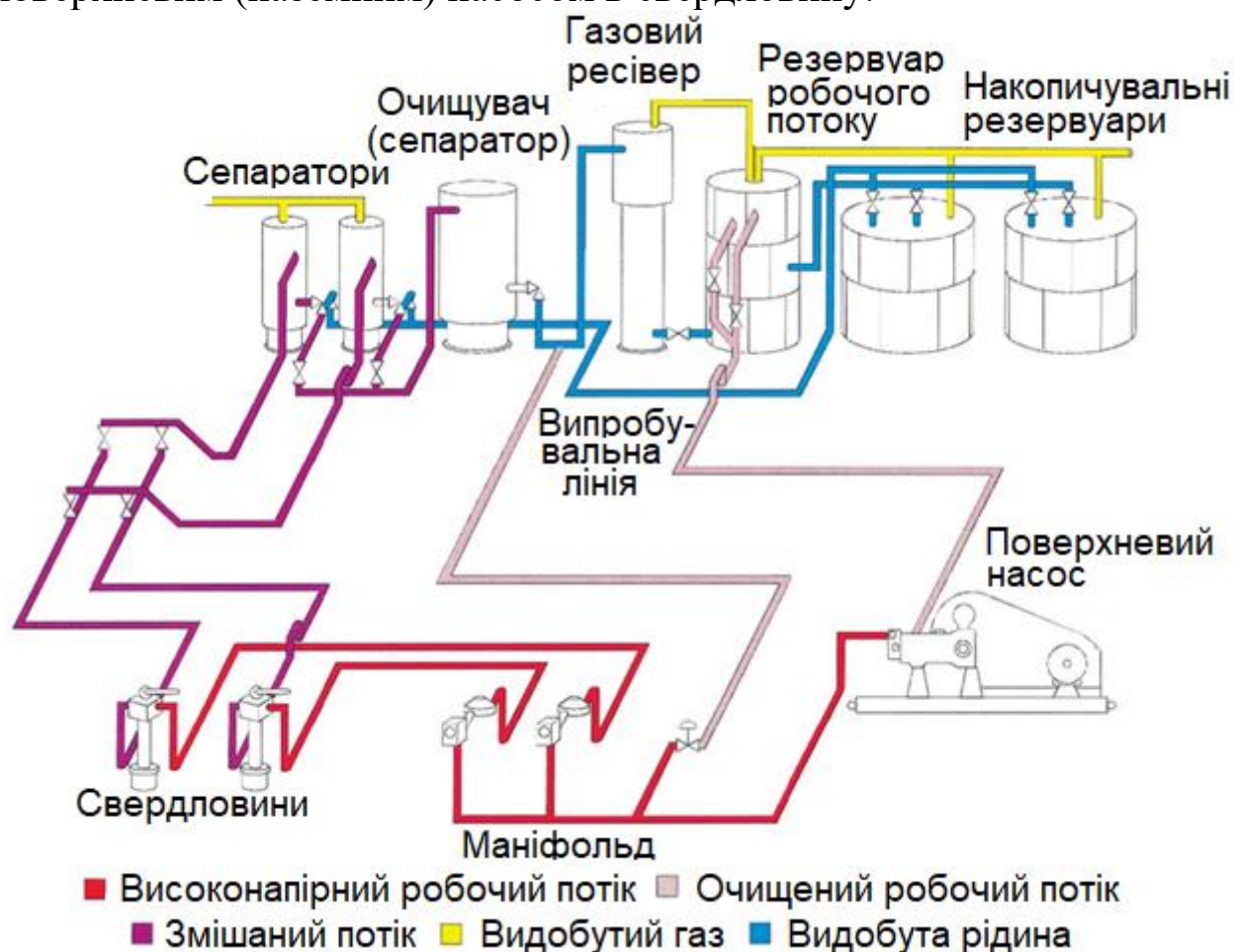


Рисунок 1.7 – Схема розміщення поверхнього обладнання нафтового струминного насоса

В системі поверхнього обладнання нафтового струминного насоса використовують силові насосні агрегати високого тиску (13,8–27,6 МПа) та відносно низької продуктивності 16–477 м<sup>3</sup>/діб. Найбільш часто застосовують триплунжерні насоси з електричним та газовим приводом. Система поверхнього обладнання може обслуговувати як одну, так і декілька свердловин одночасно з використанням групового силового приводу нафтових струминних насосів. Більшість установок силового приводу, які встановлюються на нафтовому родовищі, мають горизонтальну конфігурацію розміщення циліндрів, що мінімізує забруднення мастила картера транспортованою рідиною. Мультиплексні насоси, що застосовуються для гідравлічних насосів, зазвичай мають довжину ходу від 25,4 до 177,8 мм і діаметр плунжера від 25,4 до 63,5 мм. На деяких агрегатах зустрічаються ремінні передачі, але,

зазвичай, використовується редукторна передача, яка є невід'ємною частиною насоса.

Оскільки об'ємний насос має постійну витрату нагнітання для її регулювання, зазвичай, використовується байпасна лінія, якою повертається надлишок рідини. Привод мультиплексного насоса здійснюється через чотириступінчасту коробку передач, що значно підвищує гнучкість системи. Регулювання та розподіл рідини для одної або декількох свердловин здійснюється використанням регулювальних клапанів. Загальним для всіх систем струминного насоса є наявність чотирьохходового регулювального клапана, який монтується на усті свердловини. Його функція полягає у забезпеченні необхідних операційних режимів шляхом встановлення різних положень регулювального елемента. Струминний насос розміщують в свердловині гідравлічним способом і після скидування в НКТ встановлюють на установочний клапан.

### 1.3 Ежекційні системи для промивання піщаних пробок

Один із суттєвих недоліків традиційного промивання піщаної пробки є створення значного тиску на пласт, закачування в продуктивний горизонт значної кількості води та витіснення нафти з присвердловинної зони. Застосування струминного насоса дозволяє здійснювати промивання піщаної пробки без створення додаткового тиску на продуктивний горизонт.

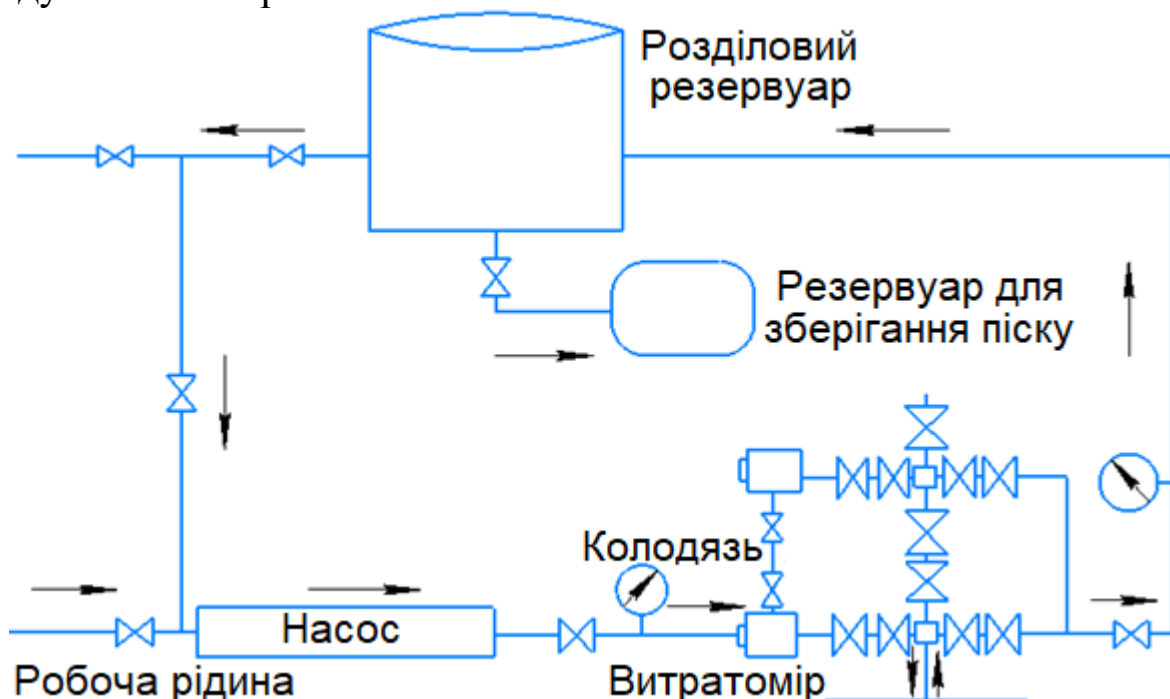


Рисунок 1.8 – Схема розміщення наземного обладнання  
До складу обладнання повинні входити:

- колтубінгова установка (неперервна труба повинна мати на кінці зворотний клапан і промивальну насадку);
- насосний агрегат;
- ємності для технологічної рідини;
- технологічна рідина у вигляді ньютонівського або неньютонівського середовища, двофазних сумішей та інертних газів.

Приклад інтегрованої системи очищення піску, яка успішно застосована на десятках нафтових родовищ Даганг у Китаї [18] наведена на рисунку 1.8. Обладнання поділяється на дві підсистеми: поверхневу та підземну. Поверхнева підсистема складається з багатоступеневого відцентрового насоса, розділового резервуара і резервуара для зберігання піску. Загальний час очищення нафтової свердловини, зазвичай, становить лише 12 годин. Підземне обладнання складається з струминного насоса та пакера.

При застосуванні ежекційного пристрою інтегрованої системи очищення піску (Китай) робочий потік надходить на сопло насоса (рисунк 1.9), генерує високу швидкість і знижує тиск у вибійній трубі для всмоктування рідини-носія разом з частинками піску в проточну частину насоса.

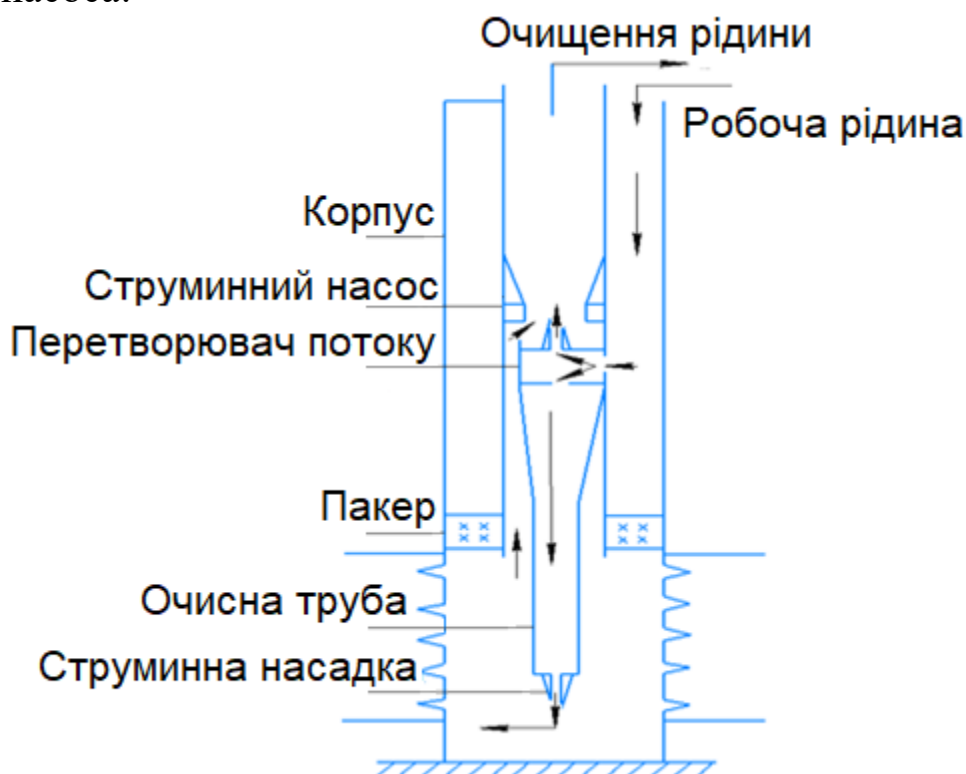


Рисунок 1.9 – Схема підземного обладнання

Після цього інжектований потік рідини з частинками піску і робоча рідина змішуються в камері змішування струминного насоса і піднімаються вгору до поверхні через колону труб.

Таблиця 1.4 – Аналіз умов та ефективності використання струминних насосів в процесі промивання піскових корків з використанням колони гнучких труб

<b>Місце використання</b>	<b>Компанія оператор</b>	<b>Умови використання</b>	<b>Ефективність використання</b>
Ємен	Weatherford	Очищено 5 нафтових свердловин без залучення установки для капремонту	Видобуток збільшився на 200 %
Туніс	Weatherford	Упродовж 8 годин без залучення установки для ремонту очищена нафтова свердловина	Трикратне зростання видобутку
Польща	Weatherford	Очищення газової горизонтальної сланцевої свердловини. Струминний насос замінив малоекономічне очищення азотом	Зростання дебіту свердловини: газ – 500 %; рідина – 36 %
США, Оклахома	Weatherford	Струминний насос використаний при очищенні нафтогазової свердловини замість нітрогенового піноутворювача, вартістю 50-200 тис.дол./день	Зменшення тривалості очищення у 5 разів порівняно з поршнюванням свердловин
Канада, Альберта	Weatherford	Відновлення після ГРП горизонтальної нафтової свердловини. За 5 днів видалено 210 м піскової пробки	Усунення необхідності використання установки для ремонту, заощаджено 150 тис.дол.
США, Техас	Tech Flo Consulting Company (USA)	Очищення свердловин, що експлуатуються плунжерними насосами та газліфтом після ГРП з використанням струминного насоса	Скорочення терміну очищення в 3 рази. Додатковий дебіт – 5000 бар/доб

Продовження таблиці 1.4

<b>Місце використання</b>	<b>Компанія оператор</b>	<b>Умови використання</b>	<b>Ефективність використання</b>
США, Оклахома	JJ-Tech Company (USA)	На свердловині, яка експлуатується за допомогою ШГН кожних 4-5 днів здійснюється видалення піску. Для одночасної експлуатації свердловини та видалення піску встановили струминний насос	Виключення необхідності проведення ремонтних робіт
Затока Кука, Аляска	Компанія VJ Services	Очищення 4-х морських свердловин з аномально низькими пластовими тисками з використанням струминних насосів замість промивання азотом	Скорочення вартості та тривалості очищення свердловин

В таблиці 1.4 приведено умови та ефективність промивання нафтових і газових свердловин струминними насосами із застосуванням колтубінгових установок за даними світових, національних та регіональних нафтосервісних компаній.

Технологія Sand-VacsM [19] – [21] передбачає використання струминного насоса з колоною гнучких труб. Переваги системи Sand-VacsM:

- неперервне очищення та можливість роботи в умовах низького тиску;
- відсутність рухомих частин;
- основним елементом є перевірена на практиці високонадійна конструкція струминного насоса;
- стабілізує тиск в свердловині.

Типові операції з видалення відкладів забезпечують [22] – [26] відновлення продуктивності свердловини; вільний прохід в свердловині для сервісного обладнання; створення умови для нормальної роботи внутрішньо-свердловинним приладам, які управляють дебітом;

видалення матеріалу, який заважає подальшому обслуговуванню або закінченню свердловини.

## 2 ОСОБЛИВОСТІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

### 2.1 Побудова геометричної моделі та вибір умов моделювання

Вибір конфігурації розрахункового об'єму визначається характером гідравлічного зв'язку робочого та інжектваного потоків. За даною ознакою можна виділити дві групи свердловинних ежекційних систем: струминні насоси з гідравлічно зв'язаними та відокремленими лініями підведення робочого та інжектваного потоку. До першої групи можна віднести наддолотні ежекційні системи традиційної конструкції та струминні насоси для очищення вибою. Другу групу складають пакевні та двотрубні нафтові струминні насоси і всмоктувальні наддолотні ежекційні системи з рухомим ущільненням розміщеним в кільцевому каналі між вихідним перерізом дифузора та вхідними отворами шламових каналів. До складу свердловинної компоновки може входити супутнє обладнання. Наприклад, віброежекційна компоновка крім струминного насоса містить гідравлічний вібратор кульового типу. При використанні струминного насоса з гідравлічно зв'язаними лініями робочого та інжектваного потоку в нижній частині свердловини утворюється додатковий замкнений контур привибійної циркуляції промивального розчину.

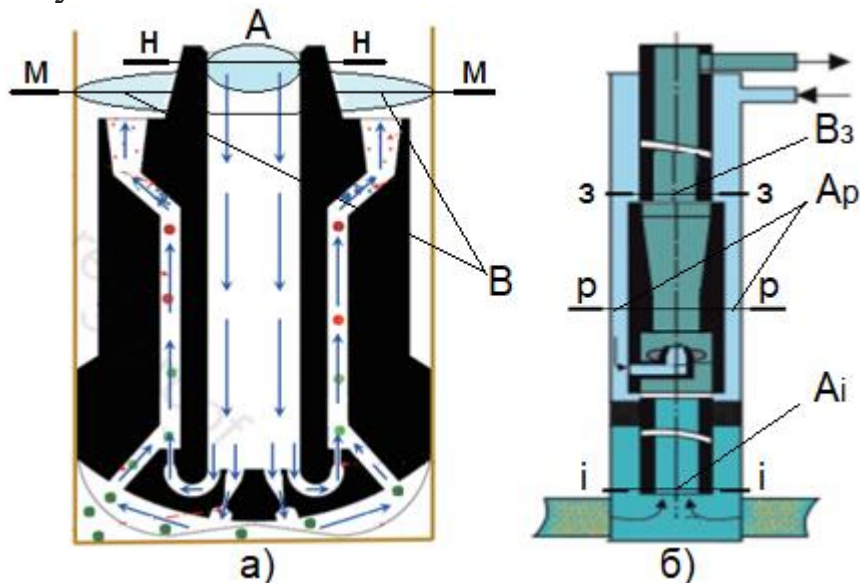


Рисунок 2.1 – Схема розміщення обмежувальних поверхонь при моделюванні ежекційних систем з гідравлічно зв'язаними (а) та відокремленими (б) лініями підведення робочого та інжектваного потоків



Одночасне застосування в свердловинній компоновці декількох наддолотних струминних насосів створює багатоконтурну систему привибійної циркуляції промивального розчину. При моделюванні робочого процесу струминного насоса з гідравлічно зв'язаними лініями підведення змішуваних потоків розрахунковий об'єм обмежується двома граничними поверхнями (рисунок 2.1 а). Перша (поверхня А) проходить через переріз «н-н» бурильної колони перед входом потоку в робочу насадку струминного насоса. Друга обмежувальна площина (поверхня В) проходить через переріз «м-м» кільцевого каналу міжтрубного простору вище рівня розміщення вихідного отвору дифузору. При моделюванні струминного насоса з відокремленими лініями змішуваних потоків розрахунковий об'єм обмежуємо трьома граничними поверхнями  $A_p$ ,  $A_i$  та  $B_z$ , які проводимо через характерні перерізи ежекційної системи: вхід робочого (переріз «р-р») і інжектваного (переріз «і-і») потоків та вихід змішаного потоку (переріз «з-з») на рисунку 2.1 б. Дослідження напружено-деформованого стану елементів струминного насоса накладає додаткові умови на визначення розрахункового об'єму ежекційної системи: обмежувальна поверхня, що визначає вплив робочого потоку проведена через кільцевий канал міжтрубного простору на рівні верхнього перерізу привибійної компоновки (переріз «з-з»). Така конфігурація розрахункового об'єму дозволяє врахувати величину тиску, що діє на зовнішню поверхню струминного насоса.

Комплекс імітаційних програм-симуляторів ANSYS та SolidWorks не може застосовуватись при моделюванні об'єктів значної довжини і, зокрема, свердловинних насосно-циркуляційних систем. Співвідношення довжини та ширини скінченно-розрахункового елемента при цьому суттєво перевищує рекомендоване. Крім того, значні геометричні розміри свердловини зумовлюють необхідність використання при побудові сіткової моделі такої кількості розрахункових скінченних елементів, яка вимагатиме залучення для реалізації розрахункових процедур надпотужних процесорів, додаткових витрат часу та значних матеріальних ресурсів. Розвиток нафтогазових ежекційних технологій та наявність численних схем використання струминних апаратів в свердловині, однак, дозволили поширити застосування згаданих програмних комплексів на окремі конструкції насосно-циркуляційних систем. Винесення за межі розрахункового об'єму окремих ділянок свердловини можливе, зокрема, при моделюванні процесу розподілу робочого потоку в елементах насосно-циркуляційної системи,

що складається з паралельного з'єднання декількох нафтових струминних насосів (розміщених в сусідніх свердловинах) при реалізації гідро-струминного способу механізованого нафтовидобутку з використанням групового силового наземного насосного агрегату. Розподіл витрат в паралельних ланках насосно-циркуляційної системи відповідає співвідношенню гідравлічних опорів її окремих елементів. За однакової конструкції свердловин величина робочої витрати визначається співвідношенням геометричних розмірів проточної частини струминного насоса і наявність гідравлічних каналів подібної конфігурації не впливає на характер розподілу потоків в паралельних ланках насосно-циркуляційної системи.

Вибір граничних умов на обмежувальних поверхнях прийнятого розрахункового об'єму визначається конструкцією свердловинної ежекційної системи. При моделюванні струминного насоса з гідравлічно зв'язаними робочою та всмоктувальною лініями на поверхні входу робочого потоку граничні умови визначаються параметрами потоку, що надходить від наземного насосного агрегата. На обмежувальній поверхні розміщеній вище рівня вихідного перерізу дифузора граничні умови приймаються відповідно до параметрів висхідного потоку, що рухається від ежекційної системи до устя свердловини. Для струминного насоса з відокремленими робочою та всмоктувальною лініями граничні умови на обмежувальних поверхнях приймаються із врахуванням характеристик робочого, інжектowanego та змішаного потоків. При виборі граничних умов приймаються значення тисків, витрат або швидкостей відповідних потоків. Значення тисків задаються із врахуванням діючого гідростатичного тиску та гідравлічних втрат в елементах ежекційної системи. В процесі вибору граничних умов, можуть, прийматись різні характеристики потоку: якщо для одного перерізу застосовують значення тиску, то для іншого – значення витрат або швидкостей. У випадку використання осесиметричних [27] моделей коли розрахунковий об'єм складається з половини симетричної частини пристрою граничні умови можуть прийматись у вигляді половини витрати відповідного потоку. Співвідношення граничних умов у вигляді тисків робочого  $P_p$ , інжектowanego  $P_i$  і змішаного  $P_z$  потоків [28], робочих  $Q_p$ , інжектowanych  $Q_i$  і змішаних  $Q_z$  витрат та відповідних швидкостей  $V_p$ ,  $V_i$ ,  $V_z$  [29], які приймаються на обмежувальних поверхнях ежекційної системи узагальнені в таблицях 2.1, 2.2. Для ежекційних систем з гідравлічно зв'язаними лініями робочого та інжектowanego

потоків граничні умови можуть бути прийняті у вигляді вхідного  $P_{вх}$  і вихідного  $P_{вих}$  тисків, продуктивності наземного насосного агрегата  $Q_H$  та швидкостей вхідного  $V_{вх}$  і вихідного  $V_{вих}$  потоків. Враховуючи, що виділений розрахунковий об'єм контактує з твердими поверхнями елементів проточної частини струминного насоса необхідно прийняти додаткові граничні умови на стінках, що обмежують рух змішуваних потоків [30].

Таблиця 2.1 – Вибір граничних умов при моделюванні ежекційної системи з гідравлічно зв'язаними лініями робочого та інжектваного потоку

№ варіанта	Вхідний потік	Вихідний потік
1	$V_{вх}$ , м/с	$P_{вих}$ , Па
2	$Q_H$ , кг/с	$P_{вих}$ , Па

Таблиця 2.2 – Вибір граничних умов при моделюванні ежекційної системи з відокремленими лініями робочого та інжектваного потоку

№ варіанта	Найменування потоку		
	Робочий	Інжектований	Змішаний
1	$P_p$ , Па	$P_i$ , Па	$P_3$ , Па
2	$Q_p$ , кг/с	$Q_i$ , кг/с	$P_3$ , Па
3	$Q_p$ , кг/с	$Q_i$ , кг/с	$Q_3$ , кг/с
4	$V_p$ , м/с	$V_i$ , м/с	$P_3$ , Па
5	$V_p$ , м/с	$P_i$ , Па	$P_3$ , Па
6	$P_p$ , Па	$P_i$ , Па	$Q_3$ , кг/с

Тип прийнятих граничних умов на обмежувальних поверхнях визначається параметрами використання свердловинного струминного насоса:

- **Wall.** Це типова гранична умова, яка використовується для моделювання стінок. Програмний модуль Fluent автоматично розраховує теплові параметри та інші властивості, що виникають на межі стінка-рідина;
- **Symmetry.** Ця гранична умова використовується для моделювання симетрії, коли розділений об'єкт зберігає симетрію відносно площини;
- **Inlet/Outlet.** Ці граничні умови використовуються для визначення параметрів входу або виходу рідини або газу через стінку;

- **Periodic.** Дані граничні умови застосовують для моделювання періодичних граничних умов в потоці, що періодично повторюються;
- **Porous Jump.** Використовується для моделювання граничної зони з перехідними властивостями між двома областями, наприклад, між твердим тілом та пористим матеріалом;
- **Heat Flux/Heat Transfer Coefficient.** Ці граничні умови використовуються для встановлення теплових параметрів на стінках, таких як тепловий потік або коефіцієнт теплопередачі;
- **Slip Conditions (Slip/No Slip).** Ці умови визначають, чи відбувається змішування частинок рідини при контакті з поверхнею стінки (**no slip**), або ж стінка є поверхнею, на якій рідина може ковзати (**slip**). У реальних умовах, рідина або газ, які рухаються над поверхнею стінки, можуть взаємодіяти з нею по-різному. Умова «ковзання» (**slip**) виникає, коли частинки рідини або газу, що мають контакт з поверхнею, мають можливість рухатися вздовж неї з деякою швидкістю. Це означає, що рідина або газ «ковзає» по поверхні стінки, а не прилягає до неї безпосередньо. Умови ковзання можуть бути важливими для точного моделювання течії в мікроскопічних каналах або для великих швидкостей потоку, де виникає значна турбулентність;
- **Roughness/Impermeable.** Ці умови використовуються для моделювання поверхонь з різною шорсткістю або стінок, які не пропускають рідину.

При моделюванні ерозії елементів ежекційної системи вплив на результати дослідження може мати кількість абразивних частинок, які приймають участь в процесі зношування деталей проточної частини струминного насоса [27].

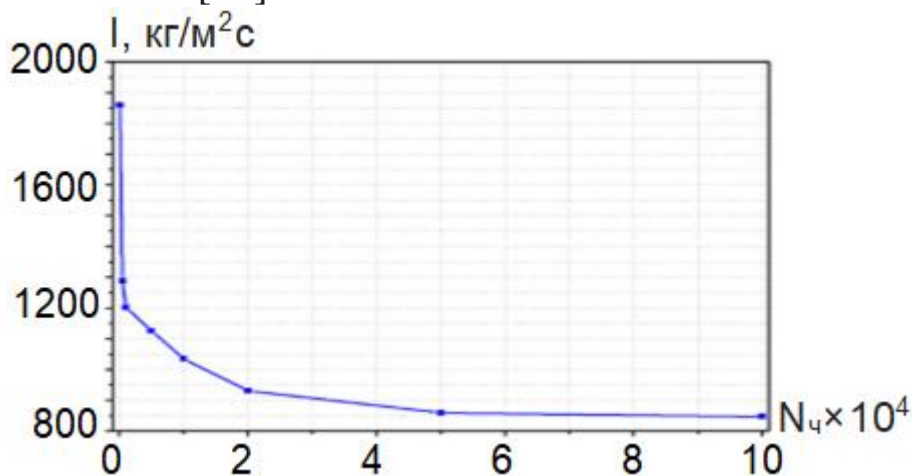


Рисунок 2.2 – Залежність інтенсивності зношування від кількості абразивних частинок

Зважаючи на відсутність впливу на обмежувальні поверхні абразивних частинок, які знаходяться в об'ємі змішуваних потоків і не мають безпосереднього контакту з елементами ежекційної системи, залежність інтенсивності зношування від їх кількості має асимптотичний характер (рисунок 2.2). Передбачалось, що частинки мають середній діаметр  $2,5 \times 10^{-4}$  м, а швидкість частинок вважалась ідентичною швидкості рідини. Зважаючи на асимптотичний характер даної залежності прийнятна для моделювання процесу ерозії кількість частинок відповідає початковій ділянці горизонтальної частини кривої. Вплив кількості частинок на прогнозовану ерозію є незначним, якщо їхня кількість перевищує величину  $N_q > 2 \times 10^4$ . Враховуючи отримані результати для моделювання процесу ерозії була прийнята кількість абразивних частинок  $N_q = 2 \times 10^4$ .

Рух робочого та інжектваного потоків в камері змішування струминного насоса характеризується наявністю зсувної течії та градієнта тиску, які визначаються системою диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса. Введення в рівняння Нав'є-Стокса, осередненого числа Рейнольдса, робить систему рівнянь не замкненою, оскільки з'являються додаткові невідомі у вигляді Рейнольдсових напружень. Для вирішення цієї системи, зазвичай, застосовують напівемпіричні теорії турбулентності. Програмний модуль Fluent передбачає застосування декількох теорій турбулентності;

– **k-ε** модель. Це одна з найпоширеніших турбулентних моделей, яка базується на розрахунках двох рівнянь для визначення кінетичної енергії турбулентних вихорів ( $k$ ) та їх в'язкого розриву ( $\epsilon$ ). Модель  $k$ - $\epsilon$  була спеціально розроблена для плоских зсувних шарів і рециркуляційних потоків. Дану модель доцільно застосовувати при відносно невеликих градієнтах тиску. Згадана модель не забезпечує необхідну точність розрахунку для необмежених потоків, вигнутих прикордонних шарів, при обертанні потоків та течії в не круглих каналах. Загалом  $k$ - $\epsilon$  модель досить універсальна та часто використовується для різних видів турбулентних потоків;

– **k- $\omega$  SST** модель. Дана модель є комбінацією двох рівнянь, які контролюють еволюцію кінетичної енергії турбулентних вихорів ( $k$ ) та специфічного швидкісного масштабу ( $\omega$ ). Вона часто використовується для створення більш точних прогнозів для потоків з великими градієнтами інтенсивності турбулентності. Дана модель турбулентності може використовуватись при моделюванні процесу гідроабразивної

ерозії струминного насоса з центральним підведенням робочого потоку [27]. SST модель продемонструвала найменшу у порівнянні з результатами експериментальних досліджень похибку визначення характеристик вихрокамерного струминного насоса [28];

– **LES (Large Eddy Simulation)**. Ця модель розв'язує рівняння Нав'є-Стокса для великих масштабів турбулентності та використовує для моделювання впливу малих масштабів низькочастотну фільтрацію рівнянь Нав'є-Стокса. Така фільтрація низьких частот, яку можна розглядати як часове та просторове усереднення, ефективно видаляє дрібно-масштабну інформацію з числового рішення. LES часто використовується для досліджень потоків з високою роздільною здатністю;

– **RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)**. Це набір моделей, які використовуються для відділення очікуваного значення величини від її коливань. В програмному модулі Fluent доступні різні RANS-моделі, такі як модель k-ε, модель k-ω SST, і т. д., які відрізняються способом врахування впливу турбулентності;

– **SAS (Scale-Adaptive Simulation)**. Дана модель є розвитком методу LES, який використовує функцію автоматичного масштабування для адаптації розміру сітки до різних масштабів турбулентності;

– **DES (Detached Eddy Simulation)**. Дана модель комбінує в собі метод LES для областей високої турбулентності та RANS для областей низької турбулентності, щоб ефективно моделювати широкий діапазон потоків;

– **V2F (V2F Model)**. Ця модель базується на рівнянні Вільямса-Лауна для відновлення напруги в експоненціально збагачених зонах рідини, що є важливим аспектом у деталізації обчислення границь турбулентності;

– **LES-WALE (Wall-Adapting Local Eddy-viscosity)**. Ця модель створена для LES, вона використовує адаптивне налаштування, щоб автоматично змінювати розмір сітки навколо стінок;

– **SST-DES (Shear Stress Transport - Detached Eddy Simulation)**. Це комбінована модель, яка об'єднує переваги методу SST для прогнозування межі приграничного шару з перевагами методу DES для областей з високою турбулентністю;

Критерії вибору теорії турбулентності в ANSYS Fluent зазвичай включають характеристики потоку, наявність експериментальних даних або рекомендацій, ресурси обчислювального часу, необхідну точність розрахунку в моделі та досвід практичного застосування дослідником програм-симуляторів.

Зважаючи на особливості робочого процесу ежекційної системи необхідно враховувати наявність кавітаційних явищ, що відбуваються в проточній частині струминного насоса [29]. В програмному комплексі ANSYS CFX може бути реалізована модель кавітаційного масопереносу, заснована на рівнянні Релея-Плессета, яка враховує два фактори: швидкість росту кавітаційної бульбашки та статистичний характер розподілу бульбашок в кавітаційному потоці. Модель кавітації, що реалізована в ANSYS CFX, потребує задання таких параметрів, як середній діаметр кавітаційної бульбашки та тиск пружності насиченої пари рідини. Турбулентні нестисливі потоки в ежекторі можуть бути змодельовані за допомогою чотирьох різних моделей: стандартної  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , найпоширенішої  $k-\epsilon$  та моделі напруги Рейнольдса (RSM) [30]. Розрахунки показують, що можна отримати хороші або розумні результати для незакручених або слабо закручених потоків за допомогою моделей  $k-\epsilon$ , тоді як RSM слід використовувати для сильно закручених потоків.

## **2.2 Створення сіткової моделі свердловинного струминного насоса**

Визначальним моментом в досягненні адекватних результатів моделювання є якісна побудова сіткової моделі із застосуванням методів скінченно-елементного аналізу. В автоматично згенеровану сітку скінченних елементів доцільно вносити необхідні зміни для підвищення достовірності результатів моделювання. Більш тонка сітка підвищує точність отриманих розв'язків, однак при цьому збільшується тривалість розрахункових операцій та підвищуються вимоги до апаратного забезпечення. Найбільш придатна конфігурація, розміри та оптимальна кількість елементів сітки визначаються із врахуванням особливостей конструкції та умов експлуатації свердловинних ежекційних систем. Для побудови 2D моделей струминних насосів застосовують трикутні та чотирикутні елементи сітки, а для тривимірних моделей – комірки призматичної, тетраедральної, пірамідальної та шестикутної форми. Шестикутні скінченні елементи застосовують, зазвичай, для створення сітки на тілах із значним внутрішнім об'ємом, які не відрізняються тонкими та складними формами. Порівняно з тетраедральною, шестигранна сітка є більш зручною для передачі даних у чисельних розрахунках. Це може не тільки підвищити точність числових результатів, а й скоротити їх тривалість.

Нижче наведено опис основних елементів, які застосовують для побудови сіткової скінченно-елементної моделі.

### *Гексаедральні елементи*

Гексаедральні елементи є найбільш поширеним типом сіткових елементів, в програмах обчислювальної гідродинаміки, включаючи Ansys Fluent. Вони мають форму шести граней, що утворюють куб або паралелепіпед.

Основні характеристики гексаедральних елементів включають:

1. Регулярна геометрія. Гексаедральні елементи є особливо корисними для моделювання областей з регулярною геометрією, оскільки вони дають змогу адекватно апроксимувати прямокутну чи кубічну форму. Це дозволяє зменшити кількість елементів сітки та покращити швидкість обчислень.

2. Висока точність. Оскільки гексаедральні елементи можуть краще відповідати формі об'єктів, їх використання може дозволити досягти більш високої точності результатів обчислень, особливо в областях з низьким градієнтом швидкості.

3. Можливості моделювання різних типів потоків. Гексаедральні елементи можуть бути ефективними для моделювання різних типів потоків, включаючи нестисливі, стисливі та турбулентні потоки. Вони дозволяють точно моделювати граничні шари та розривні поверхні.

4. Використання гексаедральних елементів в віртуальній топології моделі. Як і при застосуванні інших типів елементів, важливо збалансувати розподіл гексаедральних елементів для досягнення оптимальної точності та ефективності обчислень. Нерівномірний розподіл може призвести до неправильних результатів або зайвого обсягу обчислень.

5. Враховуючи, що гексаедральні елементи є важливим інструментом для чисельного моделювання різних гідродинамічних задач у програмі Ansys Fluent їх кількість та розподіл суттєво залежать від конкретних умов задачі та вимог до точності моделювання.

### *Полігональні елементи*

Для моделювання пристіночних областей за допомогою програмного модуля Ansys Fluent Meshing доцільно застосовувати полігональні елементи, які використовуються для створення сіток, здатних адаптуватись до складних та неструктурованих геометрій.

Ключові відмінності використання полігональних елементів: – гнучкість моделювання складної геометрії. Полігональні елементи дозволяють створювати сітки, які адаптуються до складних форм і



забезпечують детальне моделювання геометрії, які не можуть бути адекватно апроксимовані за допомогою стандартних елементів;

– відмінна роздільна здатність в області стінок. За рахунок адаптивності компонентів створюється детальна сітка вздовж стінок, що є важливо для точного моделювання граничного шару і взаємодії потоку із стінкою;

– ефективність у моделюванні геометрій із складними деталями, такими як отвори, виступи або нерегулярні форми. Порівняно з традиційними елементами забезпечується більш висока точність результатів моделювання;

– адаптивність до змін геометрії. Полігональні елементи можуть легко адаптуватись до змін геометрії під час руху або деформації об'єктів, що дозволяє їх використання в різних типах симуляцій;

– підтримка високої рівномірності розподілу елементів. З метою отримання високої точності моделювання, полігональні елементи потребують додаткового налаштування, для забезпечення рівномірного розподілу елементів із збереженням адекватної роздільної здатності. Для забезпечення якості проведеного моделювання, на внутрішніх стінках проточної частини струминного насоса може бути застосовано метод Boundary Layers, який дозволяє автоматично створювати додаткові елементи вздовж тонких об'єктів, таких як тверді поверхні або границі, для забезпечення більшої точності аналізу в цих областях. Boundary Layers (шари елементів вздовж границь) в Ansys Meshing зазвичай створюються за допомогою трикутних або чотирикутних елементів, залежно від варіантів налаштувань та умов моделювання. Загалом, при застосуванні Boundary Layers Ansys Meshing розподіляє елементи вздовж границі відповідно до параметрів, які встановлюються. Це може включати кількість шарів елементів, розмір елементів у кожному шарі, зростання розміру шару тощо.

При побудові сіткових моделей, зазвичай, застосовують одночасно декілька форм скінченних елементів. Зокрема, для побудови сіткової моделі вихрокамерного струминного насоса в середовищі Ansys CFX використано шестигранні та тетрадральні розрахункові елементи [28]. В процесі дослідження нафтового струминного насоса осередки в ядрі потоку неструктурованої сіткової моделі являють собою тетраедри, а на периферії, поблизу твердих стінок, створюються шари шестигранних осередків [29]. Скінченні елементи тетрадральної форми можуть застосовуватись також при моделюванні робочого процесу кільцевих струминних насосів [31]. При побудові 2D моделей

переважно застосовують чотирикутні комірки, які в окремих місцях доповнюють трикутними елементами. Прикладом застосування чотирикутних скінченних елементів є побудова 2D моделі ежекційної системи з центральним підведенням робочого потоку [27]. Можливі також варіанти застосування виключно елементів трикутної форми. Зменшення необхідної кількості скінченних елементів може бути досягнуто застосуванням засобів віртуальної топології.

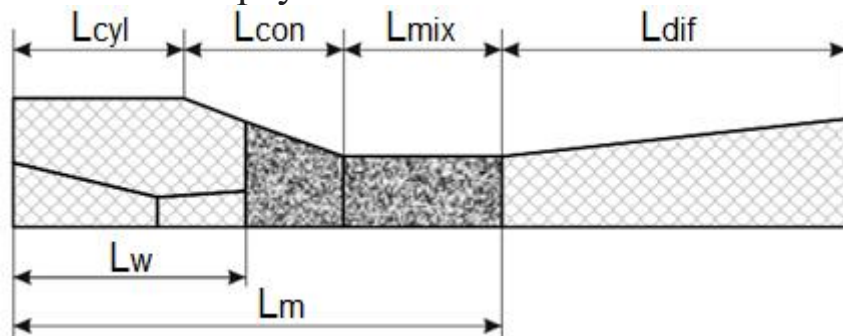


Рисунок 2.3 – Довжина елементів проточної частини струминного насоса:  $L_{cyl}$  – довжина циліндричної частини приймальної камери;  $L_{con}$  – довжина конічної частини приймальної камери;  $L_{mix}$  – довжина камери змішування;  $L_{dif}$  – довжина дифузора;  $L_w$  – довжина робочої насадки;  $L_m$  – довжина ділянки змішування потоків

В процесі побудови сіткової моделі максимальну густину скінченних елементів необхідно приймати в областях з високим градієнтом зміни гідродинамічних параметрів змішуваних потоків (рисунок 2.3). Число Маха  $M$ , розраховане для різної кількості скінченних елементів  $N$  сіткової моделі газорідного струминного апарата, приймає однакові значення на двох ділянках [32]:

- в області розміщеній по довжині  $L_w$  робочої насадки;
- в області розміщеній по довжині  $L_{dif}$  дифузора.

В області приймальної камери та камери змішування характеристики  $M = f(N)$  втрачають подібність і значення числа Маха залежать від кількості скінченних елементів сіткової моделі. Довжина даної ділянки складає  $L_m - L_w$ . Отримані результати дозволяють зробити висновки про те, що максимальний градієнт зміни швидкостей та тисків змішуваних середовищ має місце в приймальній камері струминного насоса при з'єднанні робочого та інжектваного потоків та в камері змішування при утворенні зсувної течії та вирівнюванні профілів швидкостей. Мінімальний градієнт зміни гідродинамічних параметрів

відповідає лінії підведення робочого потоку та дифузійній частині струминного насоса. Збільшення густини розміщення скінченних елементів в пристіночних областях дозволяє підвищити коректність проведення розрахунку течій Пуазейля, Куетта-Тейлора та подібних на ділянках, які безпосередньо контактують з обмежувальними поверхнями. Використання при побудові скінченно-елементної моделі неоднорідної сітки дає змогу обмежити необхідну потужність апаратного забезпечення та скоротити тривалість розрахункових процедур при збереженні необхідної точності визначення характеристик свердловинного струминного насоса. Таким чином, область з більшою густиною скінченних елементів локалізується в межах  $L_w < L < L_m$ , а області з меншою густиною – в інтервалах  $L_m < L$  та  $L_w > L$ . Відповідно до спрощеного варіанту оптимізації сіткової моделі область з більшою густиною розміщення скінченних елементів локалізується в кінці кінцевої ділянки приймальної камери  $L_{con}$  та на початку камери змішування  $L_{mix}$  (рисунок 2.3) [33].

Спільний аналіз міцнісних та гідравлічних характеристик елементів ежекційної системи зумовлює необхідність побудови двох сіткових моделей: рідинної та твердотільної. При перекачуванні двофазної рідини необхідно здійснювати одночасний розрахунок двох рідин в кожному контрольному об'ємі сітки.

Аналіз чутливості результатів моделювання для різної кількості скінченних елементів дозволяє оптимізувати процес побудови сіткової моделі свердловинного струминного насоса. Вибір оптимального числа скінченних елементів ґрунтується на дослідженні залежності прийнятих для оптимізації характерних параметрів струминного насоса від кількості осередків сіткової моделі. Кількість скінченних елементів, за якої інтегральні характеристики струминного насоса приймають постійні значення може вважатись оптимальною. Параметри оптимізації можуть прийматись у вигляді коефіцієнта інжекції  $i$  [32], напору  $H$ , ККД  $\eta$  [33], швидкості  $V_{max}$  і тиску  $P_{min}$  у вихідному перерізі робочої насадки [34], напірної характеристики  $h = f(i)$  [35], тиску робочого потоку  $P_p$  [36]. Приклад використання параметрів оптимізації кількості розрахункових елементів сіткової моделі у вигляді напору та ККД струминного насоса наведений на рисунку 2.4. Залежності  $H = f(N)$ ,  $\eta = f(N)$  мають вигляд горизонтальних асимптот.

Скінченна границя даних функцій визначає оптимальну кількість  $N_{opt}$  осередків сіткової моделі.

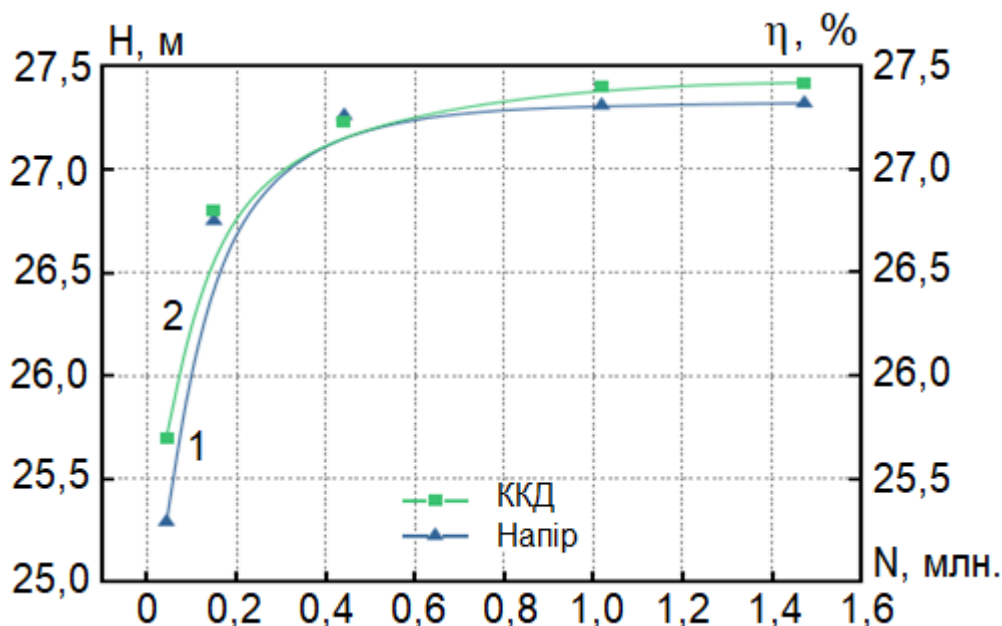


Рисунок 2.4 – Залежність напору струминного насоса (1) та ККД (2) від кількості скінченних елементів сіткової моделі

Особливості аналізу чутливості результатів моделювання для різної кількості скінченних елементів сіткової моделі наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Визначення оптимальної кількості скінченних елементів сіткової моделі струминного насоса

Основний геометричний параметр $K_{сн}$	Параметр оптимізації	Діапазон зміни кількості елементів $N$ , млн. шт.	Оптимальна кількість елементів $N_{opt}$ , млн. шт.
1,74	$i$	0,0098 – 0,106	0,074
2,42 – 4,0	$H, \eta$	0,07 – 1,47	1,0188
20,9	$V_{max}, P_{min}$	0,361 – 3,769	2,27
3,543	$h = f(i)$	0,5 – 15,0	0,5
1,623	$P_p$	0,2 – 12,58	1,566

Залежність величини коефіцієнта інжекції розраховувалась (таблиця 2.3) для струминного апарата, який застосовується при експлуатації низьконапірних продуктивних горизонтів з приводом від високонапірних газових свердловин [32]. При застосуванні в сітковій моделі 73979 скінченних елементів залежність  $i = f(N)$  набуває горизонтального вигляду. Залежності  $H = f(N)$ ,  $\eta = f(N)$  отримані для

струминно-вихрової компоновки [33]. Згадані залежності набувають горизонтального вигляду (рисунок 2.4) після досягнення кількості скінченних елементів  $N_{opt} = 1,0188$  млн. В процесі дослідження робочого процесу парового ежектора оптимізація кількості скінченних елементів сіткової моделі здійснювалась з використанням швидкості та тиску потоку у вихідному перерізі робочої насадки. Для даної області швидкість робочого потоку набуває максимального значення  $V_{max}$ , а величина тиску – мінімального  $P_{min}$  [34]. Незмінні значення проаналізованих швидкостей та тисків встановлюються при застосуванні 2,27 млн. тетрадральних розрахункових елементів. При побудові сіткової моделі нафтової ежекційної системи проаналізовані напірно-витратні характеристики струминного насоса  $h = f(i)$  у вигляді серії подібних паралельних кривих отриманих для п'яти значень кількості скінченних елементів [35]. Накладання окремих графічних залежностей відповідає оптимальній кількості скінченних елементів, за якої співвідношення величин відносного напору і коефіцієнта інжекції приймає постійні значення. Для розглянутих умов моделювання оптимальна кількість розрахункових елементів неструктурованої сіткової моделі становила 500 тис., причому кількість тетрадрів та призм дорівнювала відповідно 330 тис. і 170 тис. Аналіз чутливості результатів моделювання струминного насоса, який входить в штангову глибинну компоновку, здійснювався шляхом визначення впливу кількості скінченних елементів на величину тиску робочого потоку  $P_p$  [36]. Дослідженням семи видів сіткових моделей встановлено, що стабільна величина тиску робочого потоку відповідає значенню кількості скінченних елементів, які перевищують 1,566 млн. Паралельно досліджувався вплив на величину тиску  $P_p$  розмірів розрахункових елементів, величина яких змінювалась в діапазоні від 1,0 мм до 4,0 мм. Оптимальним в процесі досліджень прийнятий розмір осередків 2 мм.

Оцінка достовірності побудованої моделі передбачає аналіз кінематичного поля та характеру розподілу тисків в проточній частині струминного насоса. Відповідно до фізичних уявлень про робочий процес ежекційної системи область максимальних швидкостей та мінімальних тисків локалізується на виході потоку з робочої насадки струминного насоса. Ширина даної області зменшується в напрямку до дифузора і приймає нульові значення в середній частині камери змішування. Вхідна периферична частина камери змішування

відзначається наявністю рівномірного профілю швидкостей та тисків, ширина якого зменшується вздовж потоку. Нерівномірність розподілу швидкостей та тисків зменшується в напрямку до вихідного перерізу камери змішування. Робоча ділянка напірної характеристики струминного насоса характеризується позитивними значеннями відносного напору та коефіцієнта інжекції. Таке співвідношення характеристик струминного насоса забезпечується у випадку, коли величина тиску у вихідному перерізі дифузора знаходиться в діапазоні між значеннями тиску в потоці перед робочою насадкою та тиску інжектваного потоку на вході в приймальну камеру. Отримані в процесі моделювання діаграми розподілу гідродинамічних параметрів дозволяють здійснювати контроль за співвідношенням величин згаданих тисків. Наявність зон низького тиску в областях між робочим і інжектованим потоком та на пристінних ділянках камери змішування може бути ознакою виникнення зворотного перетікання рідини або утворення вихрових зон, існування яких пов'язано із суттєвою різницею швидкостей змішуваних середовищ та їх гальмуванням у примежевому шарі. Рівномірний розподіл швидкостей та тисків в дифузорній частині струминного насоса, зазвичай, свідчить про оптимальне співвідношення конструкторських та режимних параметрів струминного насоса. Асиметричний характер розподілу кінематичних та гідродинамічних параметрів може розглядатись як ознака порушення нормального робочого процесу струминного насоса. Якщо величина тиску в центральній частині робочого потоку та в периферичній частині інжектваного потоку на виході з приймальної камери співрозмірна з тиском насичених парів рідини можна стверджувати про існування кавітаційного режиму робочої насадки або камери змішування струминного насоса.

Проведений аналіз дозволяє сформулювати наступні особливості застосування імітаційних програм для моделювання робочого процесу свердловинних ежекційних систем.

1. Вибір обмежувальних поверхонь в процесі локалізації прийнятого розрахункового об'єму визначається характером гідравлічного зв'язку ліній підведення змішуваних потоків:

– за наявності гідравлічного зв'язку ліній підведення змішуваних середовищ розрахунковий об'єм необхідно обмежувати площинами проведеними через вхідний переріз робочого потоку та кільцевий переріз міжтрубного простору вище рівня розміщення вихідного перерізу дифузора;

– у випадку відокремлених ліній змішуваних середовищ обмежувальні поверхні необхідно проводити через вхідні перерізи робочого та інжектваного потоків та вихідний переріз змішуваного потоку.

2. В процесі вибору граничних умов для моделювання на поверхнях, що обмежують розрахунковий об'єм, приймають значення тисків, витрат або швидкостей відповідних потоків. Для граничних умов необхідно приймати різні характеристики потоку: у вигляді співвідношень тиску і витрати, або тиску та швидкості потоку

3. Густина скінченних елементів сіткової моделі необхідно приймати максимальною в приймальній камері та камері змішування і мінімальною в області підведення робочого потоку та в дифузійній частині струминного насоса.

4. Контроль достовірності моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса визначається узгодженням отриманих в процесі розв'язку системи скінченно-елементних рівнянь діаграм розподілу швидкостей та тисків з теоретичними основами гідродинаміки змішуваних потоків. Ознакою експлуатації ежекційної системи в оптимальному режимі є виконання наступних умов:

- область максимальної швидкості та мінімального тиску локалізується в центральній частині робочого потоку;
- величина тиску змішаного потоку повинна знаходитись в діапазоні між значеннями тиску робочого та інжектваного потоку;
- периферична частина інжектваного потоку відзначається рівномірним розподілом швидкостей та тисків;
- симетричний розподіл гідродинамічних параметрів в проточній частині струминного насоса;
- значення тиску в центральній частині робочого потоку та в периферичній частині інжектваного потоку на вході в камеру змішування перевищує величину тиску насичених парів рідини;
- в камері змішування відсутні зворотні перетікання рідини та вихрові зони.

5. При моделюванні гідравлічних процесів в паралельних ланках насосно-циркуляційної системи свердловини елементи подібної конфігурації можуть бути винесені за межі розрахункового об'єму. Це дає змогу використовувати для моделювання робочого процесу свердловинної ежекційної системи поширені імітаційні програми-симулятори.

## 3 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

### 3.1 Удосконалення схеми підведення потоків в приймальну камеру струминного насоса

Залежно від взаємної орієнтації змішуваних потоків можливі три варіанти конструктивного виконання струминного насоса: з паралельною орієнтацією робочого та інжектваного потоку; входження інжектваного потоку під гострим кутом і з перпендикулярною орієнтацією робочого та інжектваного потоків (рисунок 3.1)

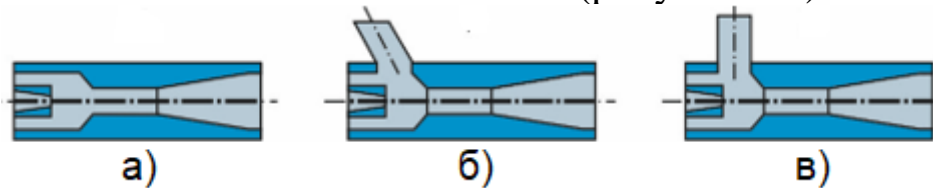


Рисунок 3.1 – Конструктивне виконання струминного насоса:

- а) паралельна орієнтація робочого та інжектваного потоку;
- б) входження інжектваного потоку під гострим кутом;
- в) перпендикулярна орієнтація робочого та інжектваного потоків

Залежно від умов експлуатації в сучасних конструкціях свердловинних струминних насосів реалізуються всі наведені на рисунку 3.1 варіанти конструктивного виконання ежекційних систем. Відомо, що величина кута між векторами швидкостей змішуваних потоків безпосередньо впливає на інтенсивність вихроутворень в камері змішування, величину втрат енергії та ККД струминного насоса. Визначальною умовою для вибору варіантів взаємної орієнтації змішуваних потоків, однак, залишається простота виготовлення струминних насосів.

Сумарна енергія робочого та інжектваного потоків у вхідному перерізі камери змішування відповідно до рисунка 3.2 визначається співвідношенням

$$E_{ex} = m_p \frac{V_p^2}{2} + Q_p P_p + m_i \frac{V_i^2}{2} + Q_i P_i, \quad (3.1)$$

де  $m_p$ ,  $m_i$  – секундні маси робочого та інжектваного потоків;

$V_p$ ,  $V_i$  – швидкості руху робочого та інжектваного потоку;

$Q_p$ ,  $Q_i$  – об'ємні витрати робочого та інжектваного потоку;

$P_p$ ,  $P_i$  – значення тисків робочого та інжектваного потоку.



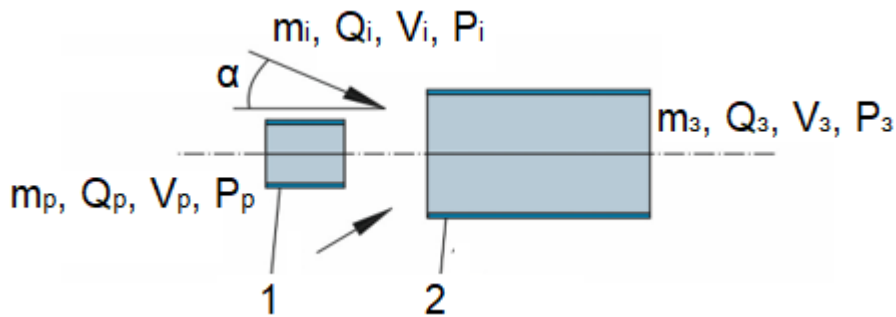
Енергія змішаного потоку у вихідному перерізі камери змішування визначається співвідношенням

$$E_{вих} = m_3 \frac{V_3^2}{2} + Q_3 P_3, \quad (3.2)$$

де  $m_3$  – секундна маса змішаного потоку;

$V_3$  – швидкість руху змішаного потоку;

$P_3$  – значення тиску змішаного потоку.



1 – робоча насадка; 2 – камера змішування

Рисунок 3.2 – Гідродинамічні параметри змішуваних потоків

Втрати енергії при змішуванні потоків визначаються різницею енергій змішуваних потоків на вході та на виході камери змішування струминного насоса. Використовуючи рівняння (3.1), (3.2), базові співвідношення гідродинаміки та елементарні співвідношення теорії струминних насосів отримаємо формулу для визначення втрат енергії при змішуванні потоків

$$\Delta E = \frac{8}{\pi^2} \frac{\rho Q_p^3}{d_p^4} \left[ (1-A)^2 + i_{\max} \left( \frac{i_{\max}}{K_{сн}} - 1 - A \right)^2 + \frac{2i_{\max}^2 A(1 - \cos\alpha)}{(K_{сн} - 1)} \right], \quad (3.3)$$

де  $\rho$  – густина робочого середовища;

$d_p$  – діаметр робочої насадки;

$i_{\max}$  – максимально можливе значення величини коефіцієнта інжекції для заданої конструкції струминного насоса;

$K_{сн}$  – основний геометричний параметр струминного насоса;

$\alpha$  – величина кута між векторами швидкостей змішуваних потоків.

В рівнянні (3.3) позначено  $A = (1 + i_{\max}) / K_{сн}$ .

Зважаючи на спадаючий характер функції  $\cos\alpha$ , що входить до складу рівняння (3.3), в діапазоні зміни  $\alpha$  від  $\alpha=0$  до  $\alpha = \pi/2$  збільшення кута між векторами швидкостей робочої та інжектваної течій підвищує величину втрат енергії при змішуванні потоків.

Отриманий висновок проілюструємо результатами імітаційного моделювання робочого процесу струминного насоса. Дослідження робочого процесу струминного насоса здійснювалось з використанням програмного комплексу ANSYS. Для побудови двовимірної моделі струминного насоса використовувався модуль Design Modeller. Модель струминного насоса з діаметром робочої насадки 16 мм відповідає конструкції реальної свердловинної ежекційної системи (рисунок 3.3).

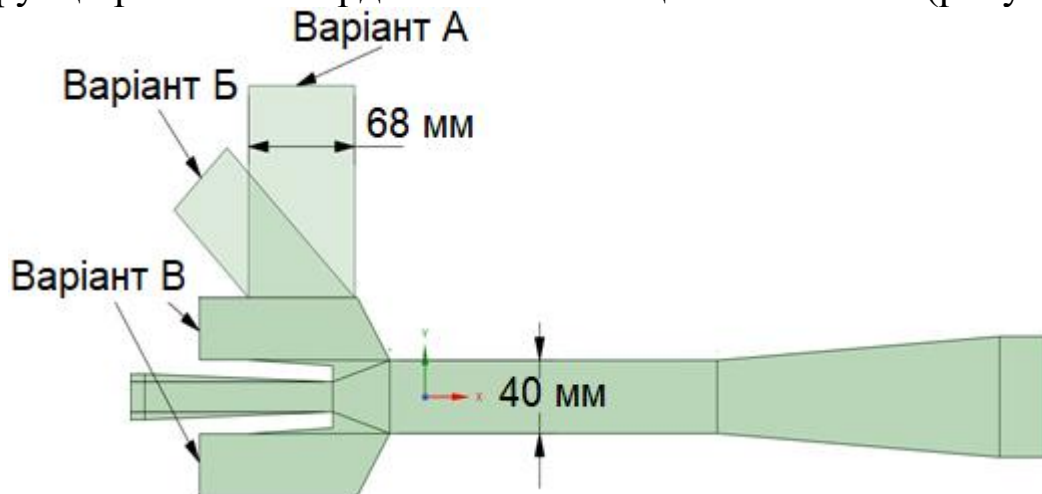


Рисунок 3.3 – Геометрична модель струминного насоса з різними варіантами орієнтації робочого та інжектваного потоків:  
варіант А – 90°; варіант Б – 45°, варіант В – 0°

Загальна довжина дослідженої моделі становила 550 мм, а довжина камери змішування та дифузора дорівнювала відповідно 210 мм та 180 мм.

Для виконання чисельного експерименту на спроектовану геометрію була накладена розрахункова скінченно-елементна сітка. Підвищення точності та якості сітки здійснювалось за рахунок адаптації її у вбудованому модулі ANSYS Meshing, шляхом створення віртуальної топології та розбиття геометрії струминного насоса на двовимірні зони, внаслідок чого густина скінченно-елементної сітки була збільшена в області робочої насадки та на вході в камеру змішування, що дозволило підвищити точність виконання розрахункових операцій. Кількість розрахункових скінченних елементів сіткової моделі для кута нахилу каналу інжектваного потоку 0 градусів складає 146420, 45 градусів – 161847 та 90 градусів – 176453. Мінімальний розмір грані елемента в робочій насадці ежектора для всіх моделей складає 0,3 мм, в зоні входу в камеру змішування – 0,25 мм, в інших частинах струминного насоса – 0,6 мм.

Загальний вигляд сіткових моделей струминного насоса наведений на рисунку 3.4.

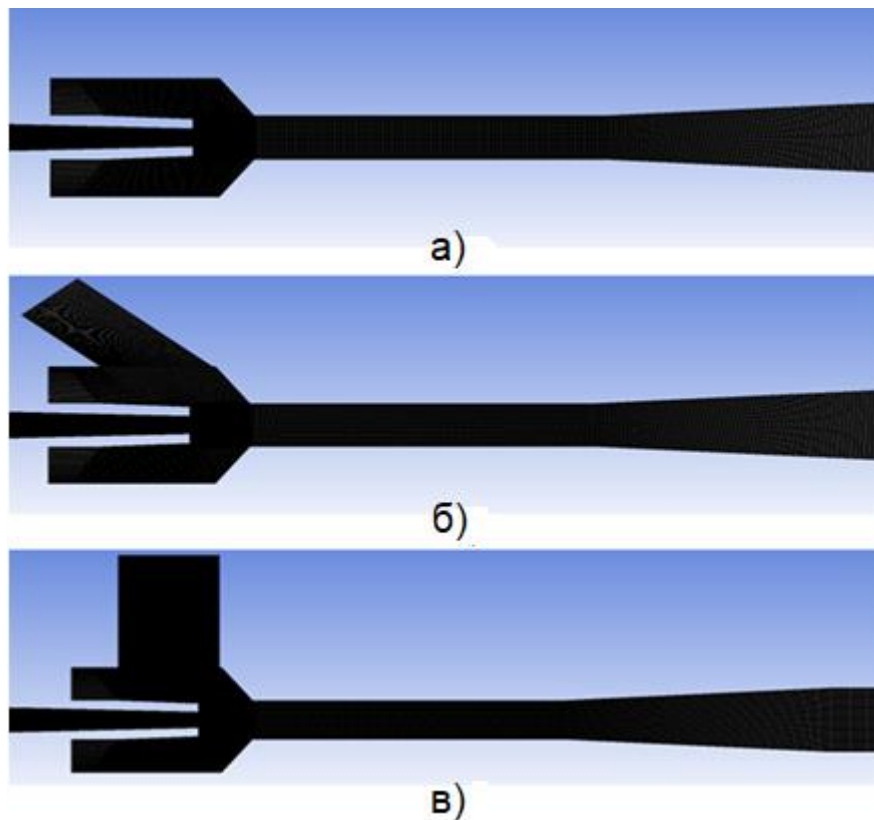


Рисунок 3.4 – Сіткова модель струминного насоса з різними кутами входу інжектваного потоку: а) –  $0^\circ$ ; б) –  $45^\circ$ ; в) –  $90^\circ$

Система диференціальних рівнянь, які визначають робочий процес струминного насоса і входять до складу модуля Fluent 16.0 Theory Guide, заснована на використанні законів неперервності, збереження маси, енергії змішуваних потоків та  $k - \omega$  моделі турбулентності в межах програмного комплексу ANSYS. Прийнята модель турбулентності дозволяє враховувати пристінкові течії і потоки із значними градієнтами тиску (перегини, ущільнення). До її складу входять покращені пристінкові функції у вигляді лінійних і логарифмічних ділянок. Внаслідок великої кількості елементів сіткової моделі був обраний метод гібридної ініціалізації, який реалізований із застосуванням 10 ітерацій. Розрахункові процедури здійснювались за допомогою багатопроцесорного (GPU) вирішувача Fluent (pressure based). Для робочого тіла використана вода, число Куранта становило  $Ku=10$ . Граничні умови прийнято у вигляді швидкості робочого потоку та тисків інжектваного і змішаного потоків. Зважаючи на високу якість сіткової моделі кількість часових кроків становила 50, тривалість часового кроку – 0,2 с, загальна тривалість розрахунку – 1 с, а кількість ітерацій на один часовий крок – 100. Для виведення результатів застосовано програмний модуль ANSYS-Result, за допомогою якого побудовані діаграми

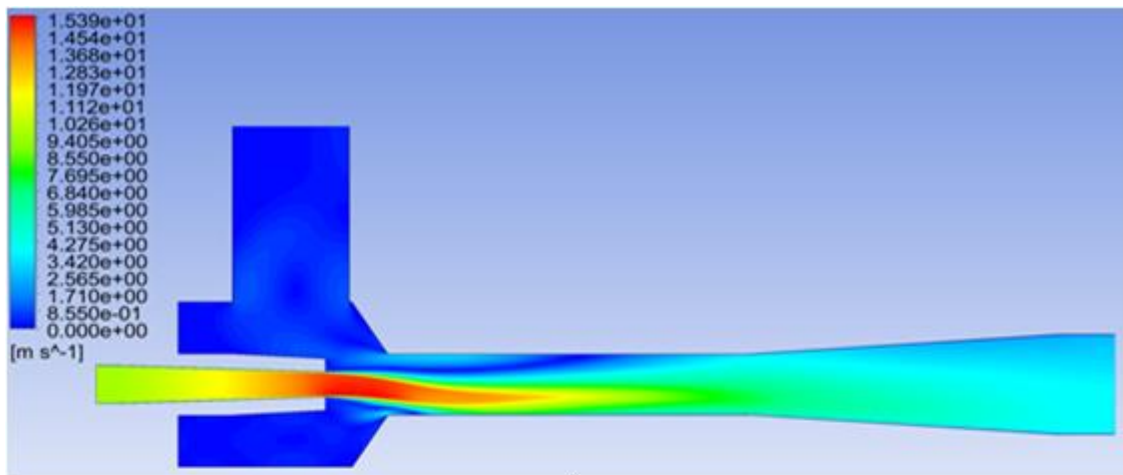
розподілу швидкостей та тисків для моделі струминного насоса із змінним кутом входження інжектваного потоку.

Результати аналізу швидкостей та тисків для всіх версій двовимірного струминного насоса представлені у таблиці 3.1.

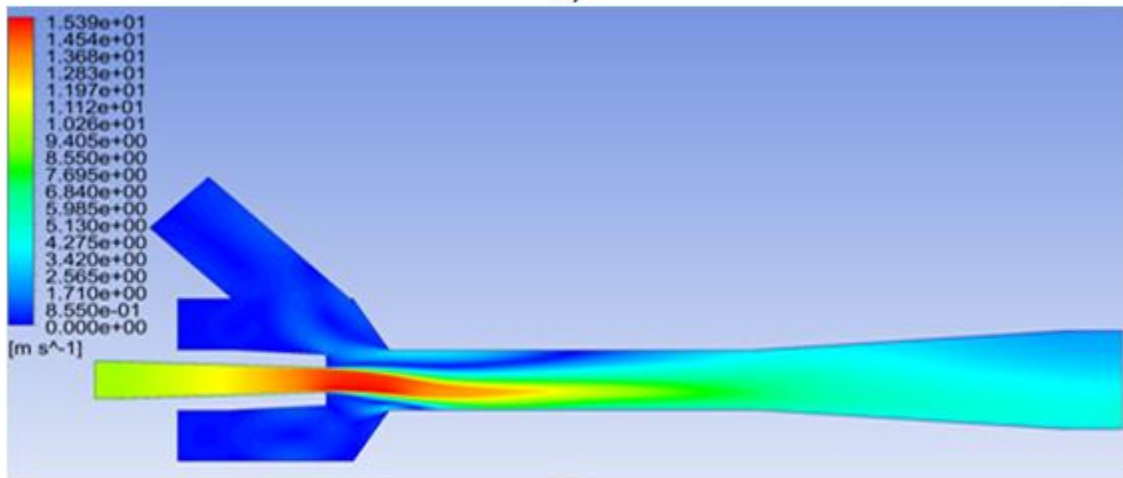
Таблиця 3.1 – Визначення швидкостей та тисків в проточній частині струминного насоса

Кут входження інжектваного потоку, град.	Швидкість потоку, м/с			Тиск потоку, МПа		
	робочого	інжектваного	змішаного	робочого	інжектваного	змішаного
0	9,57	0,302	3,93	0,16	0,0893	0,148
45	9,57	0,226	3,48	0,153	0,0893	0,148
90	9,57	0,126	3,36	0,153	0,0894	0,148

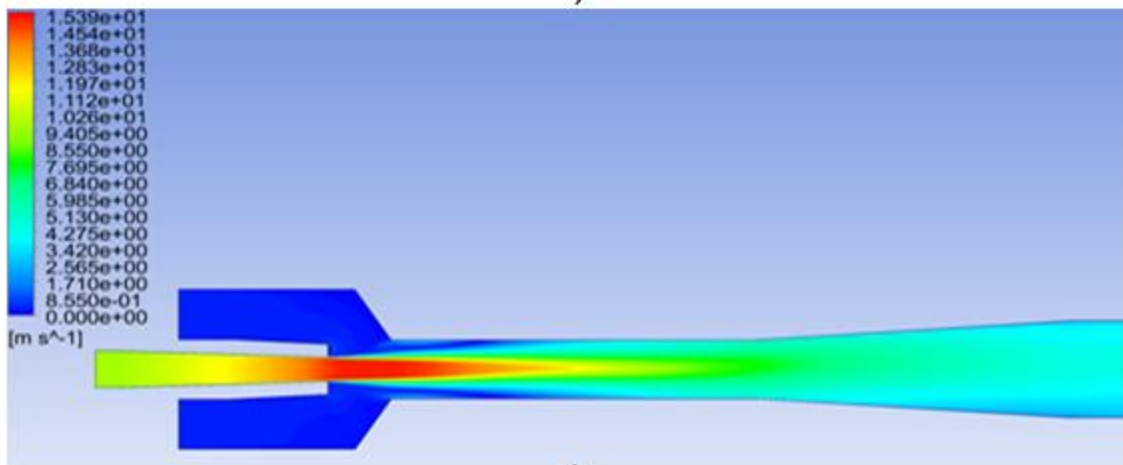
Непаралельна орієнтація змішуваних потоків викликає асиметричний розподіл швидкостей в проточній частині струминного насоса (рисунок 3.5). Мінімальна швидкість потоку наближається до нуля  $V_{\min} \approx 0$ , а максимальна становить  $V_{\max} = 1,53$  м/с. Максимальна швидкість відповідає центральній області на виході потоку з робочої насадки струминного насоса. Підведення інжектваного потоку під гострим або прямим кутом зумовлює виникнення динамічного тиску на струмінь робочого потоку, внаслідок чого відбувається зміщення його центральної потенціальної частини в напрямку до протилежної стінки камери змішування. Біля верхньої (в проекції) стінки камери змішування утворюються області малих швидкостей, які розміщені між ділянками більш високих швидкостей та орієнтовані в напрямку до дифузору, що може свідчити про утворення пристіночних вихрових зон. У випадку паралельної орієнтації змішуваних потоків відбувається поступове зменшення ширини пристіночних периферичних областей, швидкість яких відповідає швидкості надходження в камеру змішування інжектваного потоку. У цьому випадку кінематичне поле в проточній частині струминного насоса наближається до симетричного. Максимальне значення швидкості має місце на осі пристрою та поступово зменшується в напрямку до дифузору. При цьому відбувається вирівнювання профілю швидкостей змішуваних потоків. Вихрові зони у випадку паралельної орієнтації змішуваних потоків відсутні. Утворення вихрових зон підсилює дисипацію енергії та гідравлічні втрати, пов'язані із змішуванням потоків.



а)



б)

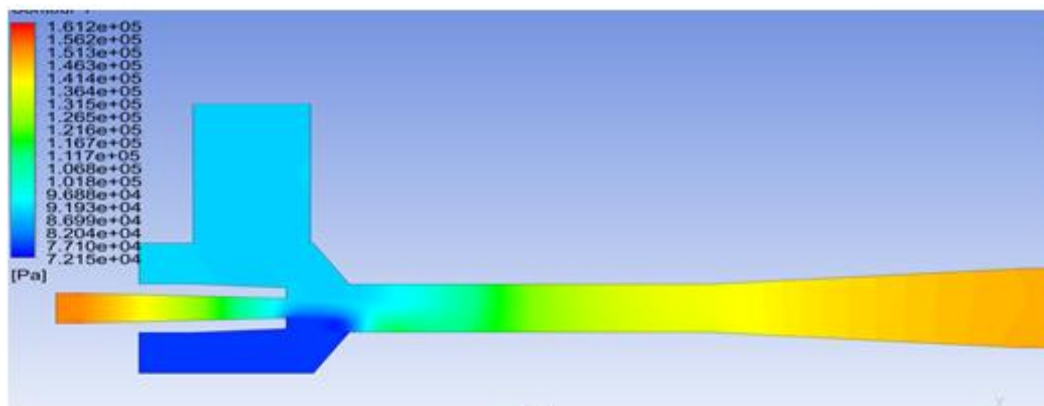


в)

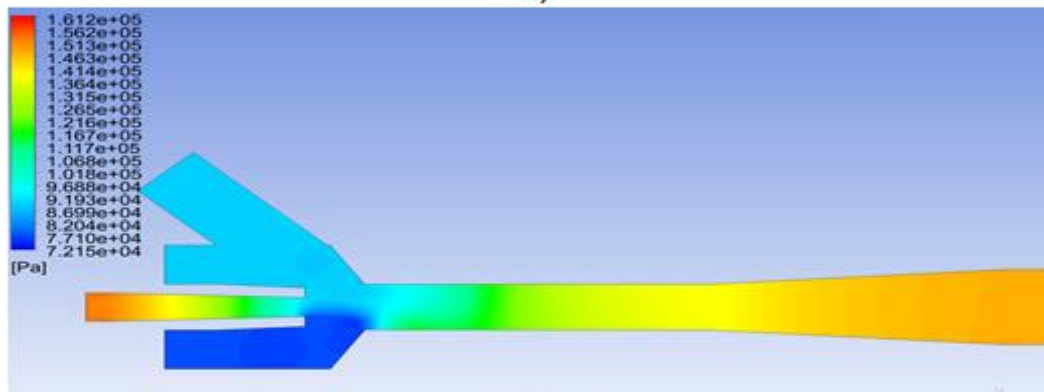
Рисунок 3.5 – Розподіл швидкостей в проточній частині струминного насоса: а) перпендикулярна орієнтація робочого та інжектваного потоків; б) вхід інжектваного потоку під гострим кутом;

в) паралельна орієнтація робочого та інжектваного потоків

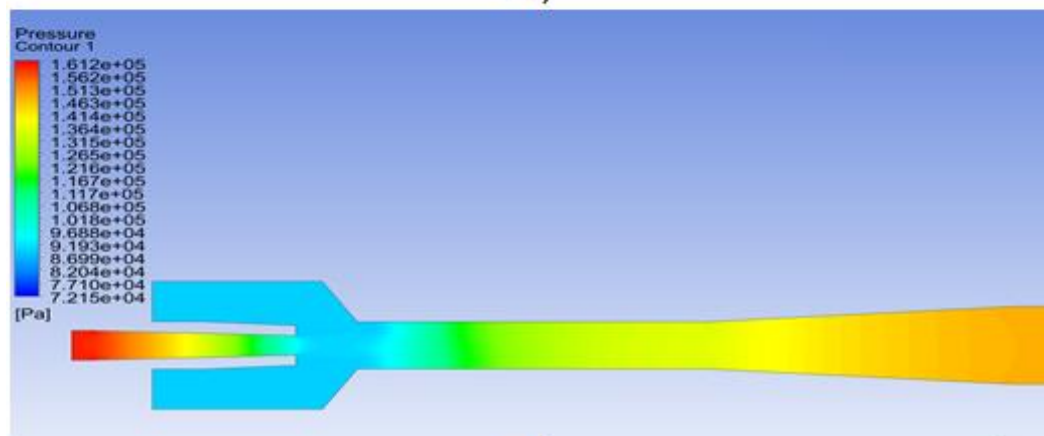
Величина тиску в процесі моделювання робочого процесу струминного насоса змінювалась в діапазоні від  $P_{\min} = 0,0712$  МПа до  $P_{\max} = 0,161$  МПа (рисунок 3.6).



а)



б)



в)

Рисунок 3.6 – Розподіл тисків в проточній частині струминного насоса: а) перпендикулярна орієнтація робочого та інжектваного потоків; б) вхід інжектваного потоку під гострим кутом; в) паралельна орієнтація робочого та інжектваного потоків

Мінімальне значення тиску відповідно до особливостей робочого процесу ежекційної системи має місце в області, розміщеній на виході з робочої насадки струминного насоса. Відсутність геометричної симетрії в конструкції приймальної камери струминного насоса для перпендикулярної орієнтації змішуваних середовищ та входу інжектваного потоку під гострим кутом зумовлює існування асиметрії в розподілі тиску. Мінімальне значення тиску на ділянках підведення

інжектowanego потоку відповідає області протилежній розміщенню всмоктувального каналу струминного насоса. Наявність пристінних ділянок низького тиску біля верхньої (в проекції) стінки камери змішування підтверджує утворення вихрових областей викликаних асиметричним підведенням в приймальну камеру інжектowanego потоку.

Зважаючи на зростання гідравлічних втрат в проточній частині струминного насоса у випадку асиметричного підведення інжектowanego потоку в процесі проектування його конструкції необхідно приймати паралельне розміщення каналів підведення змішуваних середовищ. Така конструкція струминного насоса підвищує енергоефективність використання свердловинних ежекційних систем.

### **3.2 Визначення оптимальної довжини камери змішування струминного насоса**

Аналіз кінематики змішуваних потоків для нестисливого робочого середовища дає змогу оптимізувати робочий процес свердловинного струминного насоса та підвищити ефективність реалізації нафтогазових ежекційних технологій. В процесі досліджень необхідно визначити довжину ділянки стабілізації швидкостей в камері змішування струминного насоса та її оптимальну довжину.

Визначення характеру розподілу швидкостей робочого та інжектowanego потоків вздовж камери змішування струминного насоса передбачає проведення наступних етапів дослідження [37]:

- побудова геометричної моделі свердловинного струминного насоса;
- вибір обмежувальних поверхонь розрахункового об'єму та граничних параметрів експлуатації свердловинного струминного насоса;
- побудова сіткової (розрахункової) моделі свердловинного струминного насоса;
- вирішення системи рівнянь, отриманої з використанням методу скінченних елементів.

Побудова профілів швидкостей змішуваних потоків проводилась для чотирьох моделей струминного насоса з такими геометричними характеристиками:

- діаметр робочої насадки  $d_p=14$  мм;
- діаметр камери змішування  $d_3=28$  мм;
- основний геометричний параметр струминного насоса  $K_{CH}=4,0$ ;
- абсолютна довжина камери змішування  $L_{31}=164$  мм;  $L_{32}=246$  мм;  $L_{33}=287$  мм;  $L_{34}=328$  мм;

- відносна довжина камери змішування  $\bar{L}_{31} = L_{31}/d_3 = 5,86$ ;
- $\bar{L}_{32} = L_{32}/d_3 = 8,79$ ;  $\bar{L}_{33} = L_{33}/d_3 = 10,25$ ;  $\bar{L}_{34} = L_{34}/d_3 = 11,71$ ;
- діаметр дифузора  $d_d = 71$  мм;
- довжина дифузора  $L_d = 280$  мм.

Зважаючи на особливості конструкції струминного насоса в процесі виділення розрахункового об'єму, використано характерні перерізи ежекційної системи. Розрахунковий об'єм обмежувався поверхнями, проведеними на вході робочого потоку в робочу насадку, на вході інжектваного потоку в приймальну камеру та на виході змішаного потоку з дифузора струминного насоса. При виборі обмежень, що накладаються на виділений розрахунковий об'єм використано загальноприйняте співвідношення гідродинамічних параметрів у вигляді поєднання витрат та тисків робочого, інжектваного та змішаного потоків. Граничні умови в процесі моделювання робочого процесу чотирьох моделей струминного насоса задавались відповідними витратами змішуваних потоків та тисками в характерних перерізах свердловинної ежекційної системи. Враховуючи, що для заданої конструкції струминного насоса максимальний (теоретичний) ККД ежекційної системи відповідає значенню коефіцієнта інжекції  $i = 1,0$ , при обґрунтуванні вибору граничних умов прийнято однакові значення витрат робочого та інжектваного потоку  $Q_p = Q_i$ . В досліджених моделях струминного насоса швидкість рідини інжектваного потоку на вході в камеру змішування складала 40 м/с, робочого потоку – 100 м/с.

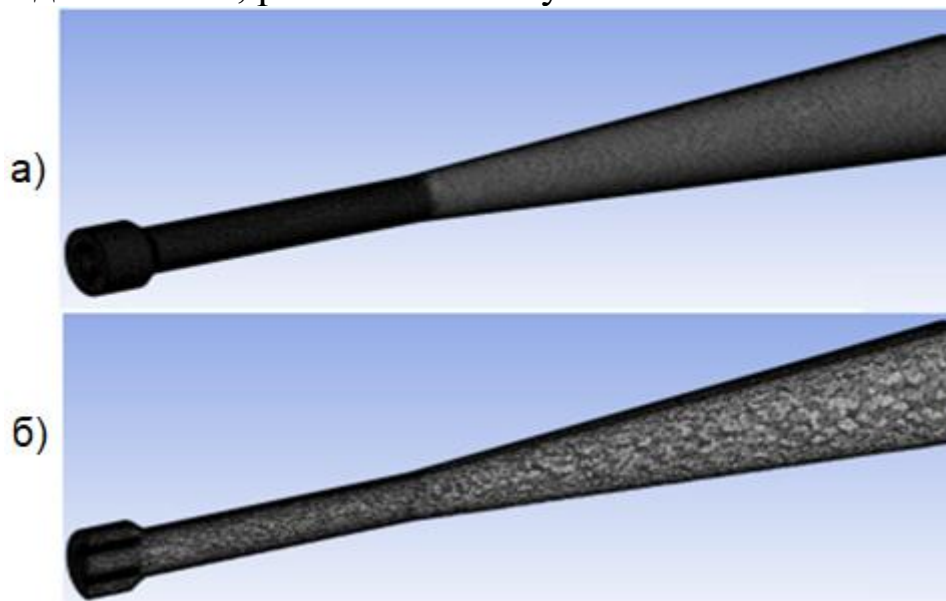


Рисунок 3.7 – Сіткова тривимірна модель струминного насоса: внутрішній об'єм моделі (а) та її розріз (б)



В процесі побудови розрахункової моделі свердловинного струминного насоса геометрична модель розбивається на скінченні елементи відповідно до заданих параметрів сітки. Процес побудови розрахункової моделі реалізовано за допомогою вбудованого модуля створення сітки в програмному продукті ANSYS-ANSYS Meshing (рисунок 3.7). Побудована геометрична модель відповідає нульовій відстані між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса.

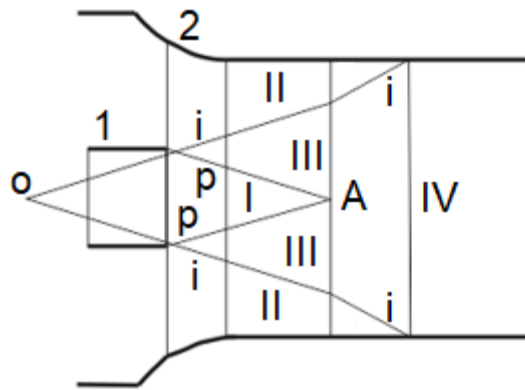
З метою скорочення тривалості проведення розрахункових операцій при збереженні необхідної точності при побудові геометричної моделі використано нерівномірну густину розрахункової сітки. Більша густина розташування розрахункових елементів відповідає робочій насадці та приймальній камері внутрішнього об'єму струминного насоса, а найменша густина – вихідній ділянці дифузора. Для кожної з досліджуваних моделей побудовано серію профілів швидкостей для різних відстаней  $X$  від вхідного перерізу камери змішування з кроком  $\Delta X=20,5$  мм. Зважаючи на різні геометричні розміри досліджуваних моделей кількість побудованих профілів зростає при збільшенні довжини камери змішування струминного насоса.

Моделювання процесу роботи струминного насоса було здійснено в програмно-розрахунковому модулі ANSYS Fluent, який забезпечує високу точність розв'язку задач, пов'язаних із складною взаємодією змішуваних потоків. В процесі створення розрахункової моделі обрано наступні параметри:

- тип обчислювача «Pressure based», який розроблений і традиційно застосовується для нестисливого середовища;
- модель турбулентності: k-epsilon (Standart) з стандартними пристіночними функціями.

Прийнята модель турбулентності орієнтована на механізми, які впливають на турбулентну кінетичну енергію, і дозволяє з високим рівнем достовірності враховувати процеси у примежевому зсувному шарі змінної ширини між робочим та інжекттованим потоком.

Відповідно до класичної схеми взаємодії занурених струменів, робочий потік, що витікає з робочої насадки, внаслідок приєднання інжекттованої рідини поступово розширюється і на певній відстані від вхідного перерізу камери змішування з'єднується з її стінками (рисунок 3.8). Границі струменя окреслені прямими лініями і-і, причому вони мають неоднаковий нахил до осі насоса на початковій та кінцевій ділянках. Лінії і-і, що відокремлюють робочий струмінь, проходять через його полюс (точка O).



1 – робоча насадка; 2 – камера змішування  
 Рисунок 3.8 – Структура потоку в камері змішування струминного насоса

В центральній частині робочого струменя розміщене потенціальне ядро I, обмежене лініями р-р, ширина якого з постійною швидкістю зменшується вздовж потоку і в точці А приймає нульові значення. Інжектований потік, що рухається в камері змішування (область II), має форму кільцевого конфузору. Області I, II – зони незбуреного потенціального потоку з постійними значеннями осьової швидкості по довжині камери змішування. Між областями I, II утворюється зона сповільненого руху (область III) – примежевий турбулентний шар, в якому відбувається змішування двох потоків. Найбільш складною для аналізу є область III, яка характеризується неподібним неперервно змінюваним профілем швидкостей. Область III завершується встановленням повністю розвиненої течії. Області I, II, III, таким чином, утворюють тришарову структуру потоку, зовнішній та центральний шар якої відзначаються близьким до рівномірного профілем швидкостей, а внутрішня зсувна течія характеризується інтенсивним вихроутворенням та нерівномірним розподілом кінематичних параметрів.

В області IV продовжується вирівнювання профілів швидкостей і завершується процес змішування робочого і інжектованого потоків. Залежно від геометричних розмірів елементів проточної частини струминного насоса та гідродинамічних параметрів змішуваних потоків точка А може знаходитись праворуч від перерізу контакту лінії і-і з стінкою камери змішування. Потоки робочого та інжектованого середовища надходять в камеру змішування, де виникає вирівнювання швидкостей, що супроводжується, зазвичай, підвищенням тиску (рисунок 3.9). Центральний (робочий) струмінь входить в камеру змішування з рівномірною швидкістю  $V_p$ . Периферичний (інжектований) потік також має рівномірну  $V_i$ , але меншу швидкість  $V_i < V_p$ .

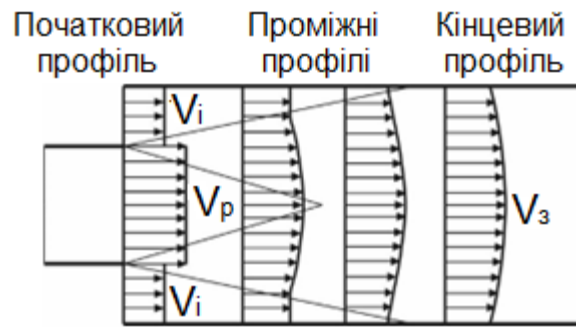


Рисунок 3.9 – Динаміка зміни профілів швидкостей в камері змішування струминного насоса

Суттєва різниця швидкостей є причиною утворення примежевого турбулентного шару, в якому відбувається дисипація енергії. Значні втрати, що супроводжують змішування потоків, є причиною низького ККД струминного насоса. Початковий профіль швидкостей відзначається рівномірним розподілом кінематичних параметрів робочого та інжектваного потоку, який характеризує потенціальний рух потоків. При віддаленні від вхідного перерізу камери змішування відбувається зменшення ділянки профілю з рівномірним розподілом швидкостей робочого та інжектваного потоків. Проміжні розподіли швидкостей характеризуються постійними значеннями швидкості робочого та інжектваного потоку відповідно в центральній та периферичній частині камери змішування. Кінцевий розподіл швидкостей має параболічний характер і не містить ділянок рівномірного профілю. Незмінний профіль швидкостей зберігається до вихідного перерізу камери змішування. Вирівнювання поля швидкостей змішаного потоку забезпечується відповідною довжиною камери змішування струминного апарата. При недостатній довжині камери змішування погіршення характеристик насоса пов'язане з незавершенням процесу змішування потоків. У випадку перевищення необхідної довжини камери змішування зростають гідравлічні втрати в проточній частині струминного насоса і зменшується створюваний ним напір. Розрахунок довжини ділянки вирівнювання поля швидкостей змішаного потоку дозволяє встановити оптимальну з точки зору забезпечення мінімальних енерговитрат довжину камери змішування струминного насоса.

Незважаючи на різну відстань до вхідного перерізу камери змішування розрахункові профілі швидкостей включають декілька характерних ділянок (рисунок 3.10). Центральна частина профілю відзначається рівномірним або екстремальним розподілом кінематичних параметрів, а його периферична частина має рівномірний або нелінійний профіль. Між центральною та периферичною частиною розміщена

ділянка нелінійного профілю зі змінною залежно від відстані до входу в камеру змішування конфігурацією.

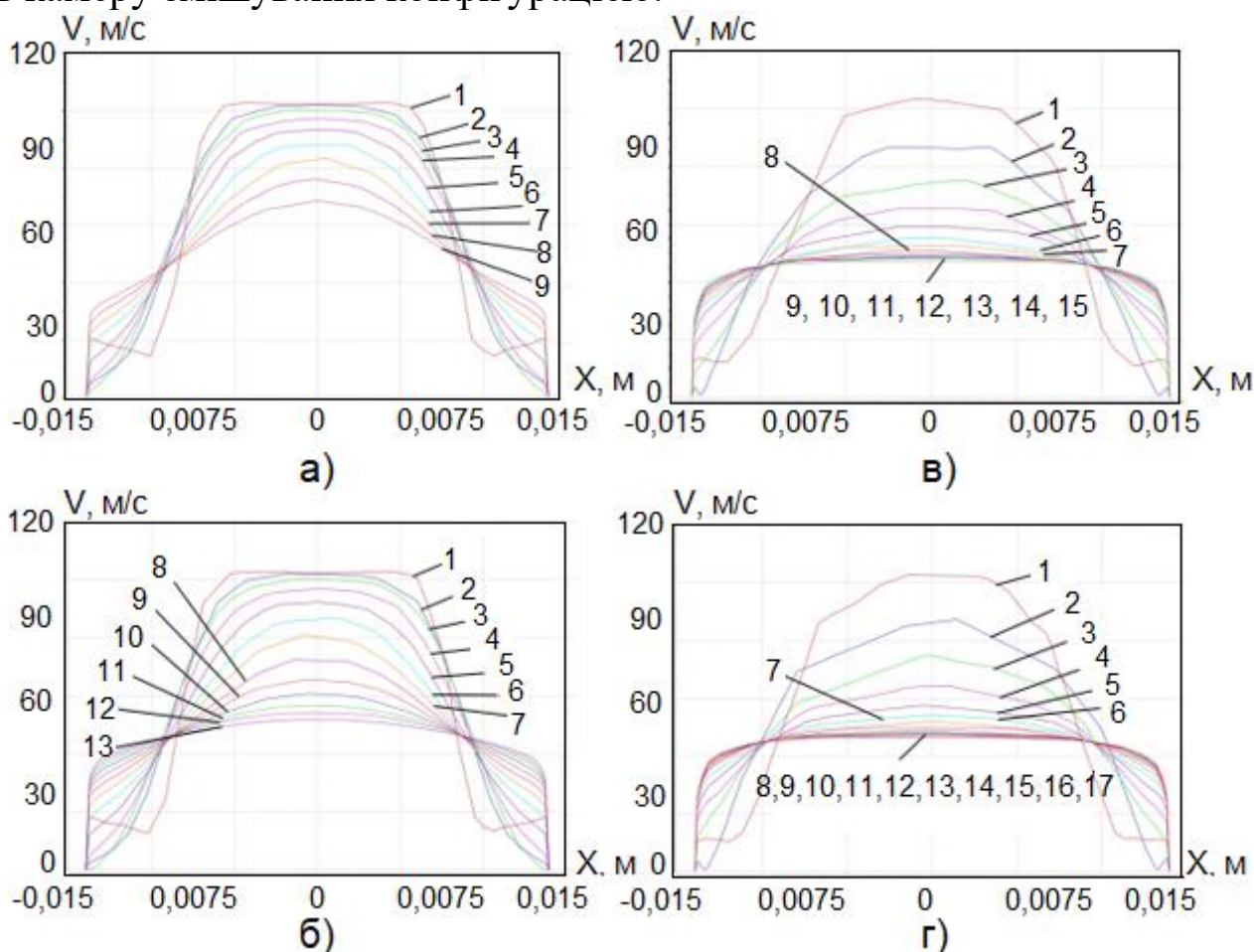


Рисунок 3.10 – Профілі швидкостей для різних відстаней  $X$  від вхідного перерізу:

- а) камера змішування довжиною 164 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм; б) камера змішування довжиною 246 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм, 10 – 184,5 мм, 11 – 205 мм, 12 – 225,5 мм, 13 – 246 мм; в) камера змішування довжиною 287 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм, 10 – 184,5 мм, 11 – 205 мм, 12 – 225,5 мм, 13 – 246 мм, 14 – 266,5 мм, 15 – 287 мм; г) камера змішування довжиною 328 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм, 10 – 184,5 мм, 11 – 205 мм, 12 – 225,5 мм, 13 – 246 мм, 14 – 266,5 мм, 15 – 287 мм, 16 – 307,5 мм, 17 – 328 мм

Ширина центральної ділянки рівномірних швидкостей зменшується при віддаленні досліджуваного перерізу від входу в камеру змішування. Для всіх досліджуваних профілів максимальні значення

швидкості руху змішуваних потоків мають місце на осі струминного насоса. При збільшенні відстані до вхідного перерізу камери змішування відбувається зменшення осьової швидкості руху змішуваних потоків. Таким чином, підтверджується показана на рисунках 3.8, 3.9 якісна зміна конфігурації профілів швидкостей сумарного робочого та інжектованого потоків вздовж камери змішування струминного насоса. Для досліджених моделей струминного насоса осьова швидкість руху змішуваних потоків змінюється в діапазоні: для камери змішування довжиною 164 мм: від  $V_{max} = 102$  м/с до  $V_{min} = 68$  м/с; для камери змішування довжиною 246 мм: від  $V_{max} = 102$  м/с до  $V_{min} = 52$  м/с; для камери змішування довжиною 287 мм: від  $V_{max} = 102$  м/с до  $V_{min} = 48$  м/с; для камери змішування довжиною 328 мм: від  $V_{max} = 102$  м/с до  $V_{min} = 47$  м/с.

Максимальні значення швидкості руху змішуваних потоків є однаковими для всіх досліджених моделей, а мінімальна величина кінематичних параметрів зменшується при зростанні довжини камери змішування. Зміна осьових швидкостей вздовж камери змішування для всіх розглянутих моделей визначається асимптотичною залежністю (рисунок 3.11).

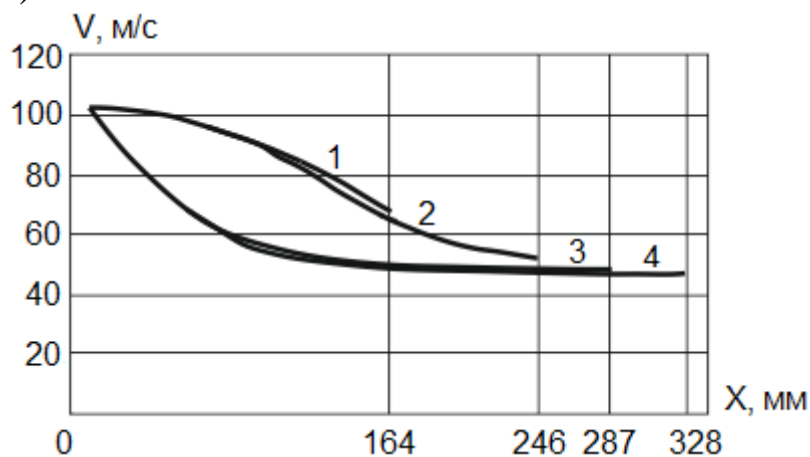
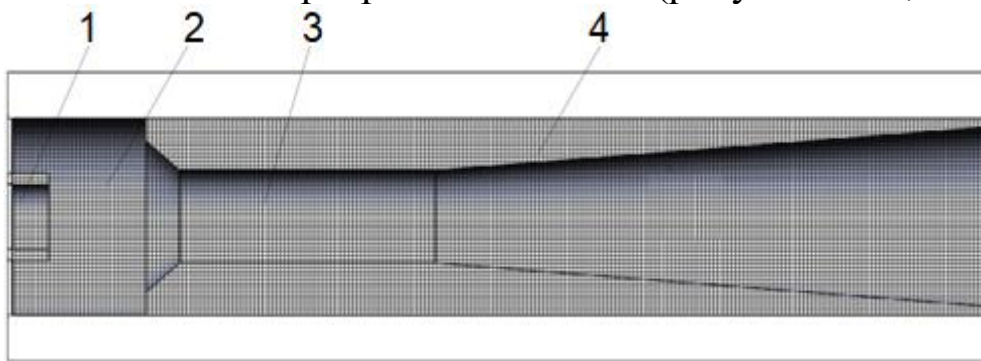


Рисунок 3.11 – Зміна осьової швидкості вздовж камери змішування різної довжини: 1 –  $L_{31} = 164$  мм; 2 –  $L_{32} = 246$  мм; 3 –  $L_{33} = 287$  мм; 4 –  $L_{34} = 328$  мм

Відповідно до отриманих результатів для моделей з камерою змішування довжиною  $L_{31} = 164$  мм та  $L_{32} = 246$  мм осьова швидкість змішаного потоку зменшується від вхідного до вихідного перерізу. Для даних типорозмірів струминного насоса процес вирівнювання швидкостей не завершується, внаслідок чого зменшується ККД ежекційної системи. Для моделей з камерою змішування довжиною  $L_{33} = 287$  мм та  $L_{34} = 328$  мм при наближенні до вихідного перерізу осьова швидкість

приймає постійні значення, що свідчить про вирівнювання профілю швидкостей та завершення процесу змішування. Таким чином, з метою зменшення гідравлічних втрат в проточній частині струминного насоса необхідно використовувати камеру змішування довжиною  $L_{33} = 287$  мм ( $\bar{L}_{33} = 10,25$ ).

З метою виключення впливу методу моделювання на результати дослідження побудована сіткова модель [38] та профілі швидкостей з використанням пакета програм SolidWorks (рисунки 3.12, 3.13).



1 – робоча насадка; 2 – приймальна камера; 3 – камера змішування;  
4 – дифузор

Рисунок 3.12 – Розрахункова модель проточної частини струминного насоса

Для цього в даному комплексі програм було створено тривимірну модель струминного насоса з діаметром камери змішування 60 мм та основними геометричними параметрами  $K_{сн}=2,041; 3,95$  та 6,25. Граничними умовами було прийнято значення витрати робочого і інжектваного потоків та величина тисків в характерних перерізах струминного насоса. Для створення внутрішньої області течії та окреслення розрахункового простору проточної частини струминного насоса використано обмежувальні площини проведені через вхідні перерізи робочого і інжектваного потоків та вихідний переріз змішаного потоку. В процесі поділу моделі струминного насоса на розрахункові елементи сітка скінченних елементів в області входу в камеру змішування виконана більш щільною. Нерівномірною сітка скінченних елементів дозволила підвищити точність побудови профілів швидкостей при незначному зростанні тривалості проведення розрахункових операцій. Використовуючи програмний блок SolidWorks-Flow Simulation, виведені профілі швидкостей у вхідному перерізі камери змішування для різних співвідношень коефіцієнта інжекції та основного геометричного параметра струминного насоса (рисунки 3.13).

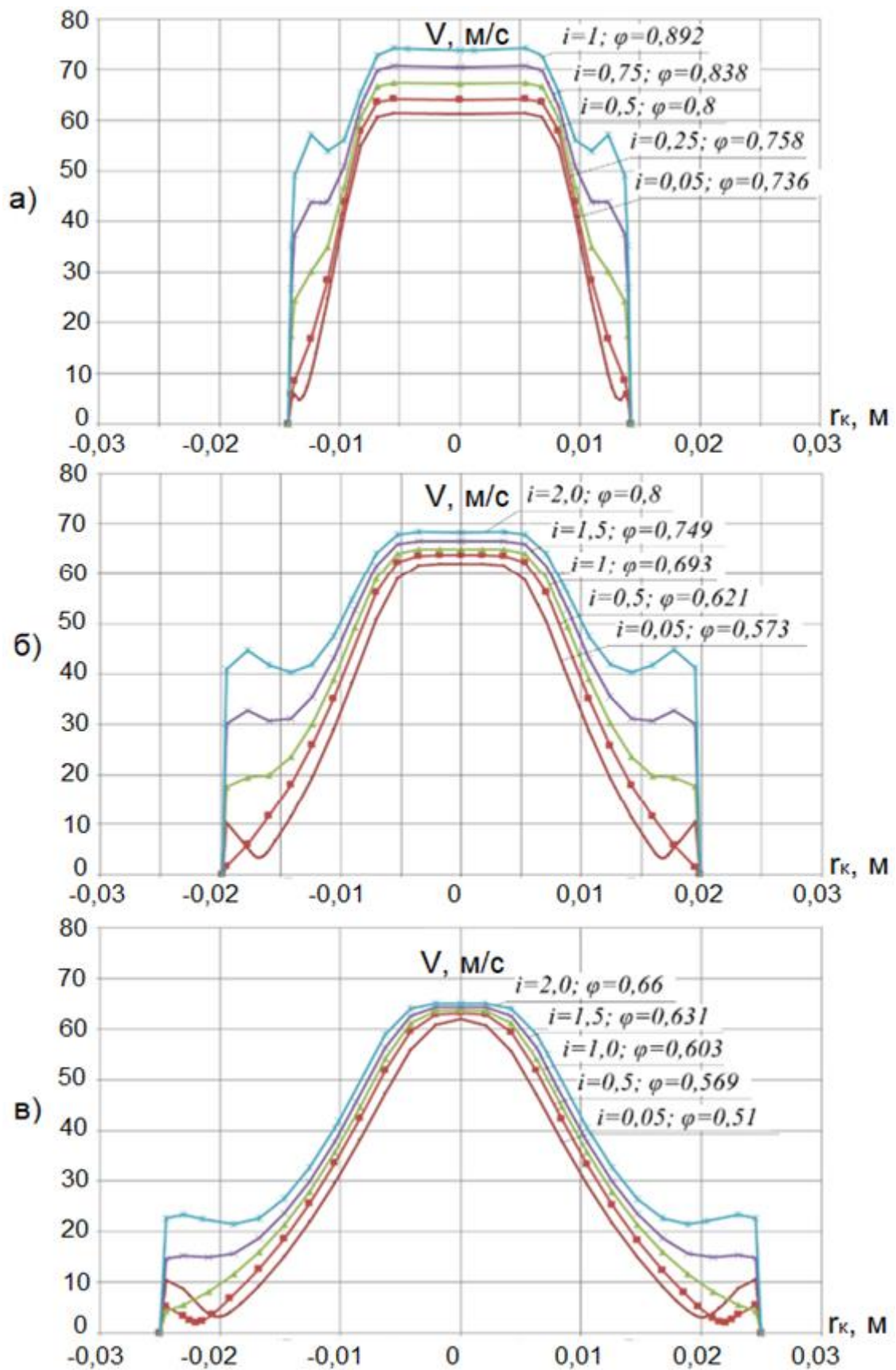


Рисунок 3.13 – Профілі швидкостей для струминного насоса з різними основними геометричними параметрами: а)  $K_{CH}=2,041$ ; б)  $K_{CH}=3,95$ ; в)  $K_{CH}=6,25$

Величина коефіцієнта інжекції визначена як співвідношення витрат інжектваного та робочого потоків. За результатами моделювання визначені також значення коефіцієнта нерівномірності кінематичного поля у вхідному перерізі камери змішування  $\varphi$  у вигляді співвідношення середньої та максимальної швидкості руху змішуваних потоків. Даний коефіцієнт входить до складу рівняння напірної характеристики струминного насоса.

Отримані при використанні програми SolidWorks профілі швидкостей узгоджуються з аналогічними результатами моделювання кінематичного поля в камері змішування струминного насоса з використанням програмного комплексу ANSYS, що підвищує достовірність проведених досліджень.

### **3.3 Визначення оптимальних співвідношень конструкторських та режимних параметрів нафтового струминного насоса**

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. Найбільш поширена на сьогоднішній день методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса заснована на використанні закону збереження кількості руху рідини в камері змішування ежектора. Недоліком моделювання процесу змішування потоків на основі використання закону збереження кількості руху рідини в замкненому об'ємі полягає в необхідності застосування для розв'язку отриманої системи рівнянь методу послідовних наближень, що вимагає значних витрат часу на проведення поетапного розрахунку. Переваги застосування 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. Для встановлення оптимальних значень конструкторських та режимних параметрів нафтового струминного насоса використана високорівнева інтерпретована об'єктно-орієнтована мова програмування Python.



- 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.

### 3.3.1 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 3.14)

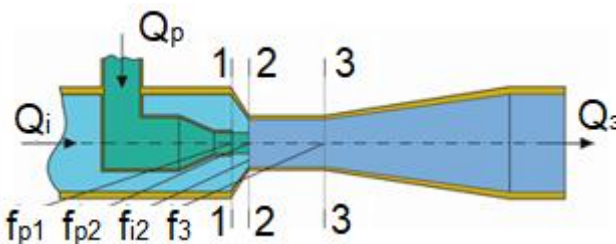


Рисунок 3.14 – Проточна частина струминного насоса

На рисунку 3.14 позначено:  $f_{p1}$  – площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки;  $f_{p2}$  – площа перерізу робочого потоку на вході в камеру змішування;  $f_{i2}$  – площа інжектваного потоку на вході в камеру змішування.

$$h = \frac{\varphi_1^2}{K_{сн}} \left[ 2\varphi_2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2\varphi_2 \frac{f_{p1}}{f_{i2}} i^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \right] - \frac{\Delta P_3}{\Delta P_p}; \quad (3.4)$$

$$\frac{\Delta P_3}{\Delta P_p} = (\varphi_1/\varphi_4)^2 i^2 / \left[ K_p - \frac{1}{\sqrt{1 + (\Delta P_c/\Delta P_w)}} \right]^2; \quad (3.5)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{p2}} = \sqrt{1 + \Delta P_3/\Delta P_p}; \quad (3.6)$$

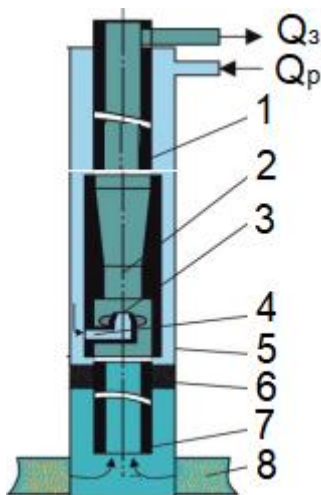
$$\frac{f_{p1}}{f_{i2}} = \frac{1}{K_{сн} - f_{p2}/f_{p1}}, \quad (3.7)$$

де  $h$  – відносний напір струминного насоса;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – емпіричні коефіцієнти швидкостей характерних перерізів струминного насоса;

$\Delta P_3 / \Delta P_p$  – відносні гідравлічні втрати в робочому потоці між вихідним перерізом робочої насадки та вхідним перерізом камери змішування.

Схема розміщення нафтового струминного насоса в свердловині показана на рисунку 3.15



1,7 – насосно-компресорні труби; 2 – камера змішування з дифузоровим конусом; 3 – робоча насадка; 4 – радіальні отвори;

5 – свердловина; 6 – пакер; 8 – продуктивний горизонт

Рисунок 3.15 – Принципова схема нафтового струминного насоса

Схема розміщення струминного насоса в свердловині визначає структуру рівняння характеристики його гідравлічної системи (**hydraulic characteristic**)

$$h = \frac{1}{\frac{K_p Q_p^2}{K_3 Q_p^2 (1+i)^2 + \rho g H_c - P_{nl} + Q_p / K_{nl}}}, \quad (3.8)$$

де  $K_p, K_3$  – узагальнений гідравлічний опір робочої насадки та гідравлічного каналу затрубного простору;

$g$  – прискорення земного тяжіння;

$H_c$  – глибина розміщення насоса в свердловині;

$P_{nl}$  – пластовий тиск;

$K_{nl}$  – коефіцієнт продуктивності.

Окремі складові рівняння (3.8) визначаються за формулами

$$K_p = \frac{8\rho}{\pi^2 \mu_p^2 d_p^4}; \quad (3.9)$$

$$K_3 = \frac{8\lambda_3 \rho H_c}{\pi^2 d_{кв}^5}; \quad (3.10)$$

$$K_{nl} = \frac{2\pi k h_{nl}}{\mu \ln(R_k/r_c)}, \quad (3.11)$$

де  $\mu_p$  – коефіцієнт витрати робочої насадки;

$\lambda_3$  – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору кільцевого каналу за-  
трубного простору;

$d_{кв}$  – внутрішній діаметр колони насосно-компресорних труб;

$k$  – коефіцієнт проникності продуктивного пласта;

$h_{nl}$  – товщина продуктивного горизонту;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості пластової рідини;

$R_k$  – радіус контура живлення;

$r_c$  – радіус свердловини.

Після визначення відносного напору  $h$  та коефіцієнта інжекції  $i$  розраховуємо коефіцієнт корисної дії струминного насоса

$$\eta = \frac{hi}{(1-h)} \quad (3.12)$$

### 3.3.2 Структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування

Розрахунковий алгоритм складається з чотирьох блоків (рисунок 3.16).

**Блок імпорту необхідних бібліотек.** Бібліотека Python – це набір пов'язаних модулів. Вона містить пакети коду, які можна багаторазово використовувати в різних програмах. Це робить програмування на Python простішим і зручнішим для програміста, оскільки не потрібно писати той самий код знову і знову для різних програм. Бібліотеки Python відіграють дуже важливу роль у сферах машинного навчання, науки про дані, візуалізації даних тощо. Оскільки визначення робочої точки ежектора пов'язане з використанням значної кількості математичних операцій, це призводить до збільшення часу розрахунку. Тому було прийнято рішення імпортувати допоміжну бібліотеку «**Numpy**» в якості допоміжного математичного функціоналу та бібліотеки

«Pandas» і «Matplotlib», як інструментарій для графічного та структурованого відображення отриманих даних.

### 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)
Hr = 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, Hr,
fi1, fi4, dco, Kp)
```

Рисунок 3.16 – Структура розрахункового алгоритму

**Блок введення основних параметрів свердловини.** Даний блок містить вихідні дані, необхідні для розрахунку напірної характеристики струминного насоса та характеристики його гідравлічної системи.

**Блок введення додаткових параметрів для розрахунку поточного ККД.** Даний блок містить вихідні дані у вигляді ряду діаметрів робочої насадки струминного насоса  $d_p$  та значень робочої витрати  $Q_p$ . Для введення даних параметрів використано стандартизовані 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). Відповідно до рекомендацій даної компанії величина діаметра робочої насадки  $d_p$  струминного насоса змінювалась в діапазоні від 0,002 м до 0,016 м, а витрата  $Q_p$  робочого потоку – від  $7,8 \times 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с до 0,00816 м<sup>3</sup>/с. Значення основного геометричного параметра струминного насоса  $K_{сн}$  змінювалось в діапазоні від 2 до 8.

**Блок розрахунку ККД.** Даний блок призначений для безпосереднього розрахунку режимних параметрів струминного насоса – відносного напору  $h$  та коефіцієнта інжекції  $i$  з наступним використанням даних величин для визначення ККД струминного насоса  $\eta$ . Для проведення розрахунку необхідно натиснути кнопку Calculate. З усього масиву отриманих значень ККД виділяються максимальні величини та відповідні їм значення конструкторських та експлуатаційних параметрів ежекційної системи.

### 3.3.3 Створення системи автоматизованого розрахунку робочої точки струминного насоса

Для автоматизації даної задачі створено систему класу Class «Ejector» (рисунок 3.17) що забезпечує засоби групування даних і функціональних можливостей. Створення даної системи формує новий тип об'єкта, що дозволяє отримувати нові екземпляри цього типу. Кожен екземпляр класу може мати атрибути, приєднані до нього для підтримки його стану. Екземпляри класу також можуть мати методи (визначені його класом) для зміни свого стану.

Основною робочою функцією класу «Ejector» є оператор «**def core\_calculation(self)**», зображення якого розміщено у верхній частині лівої половини блок-схеми програмного коду з пошуку робочої точки та ККД ежектора.

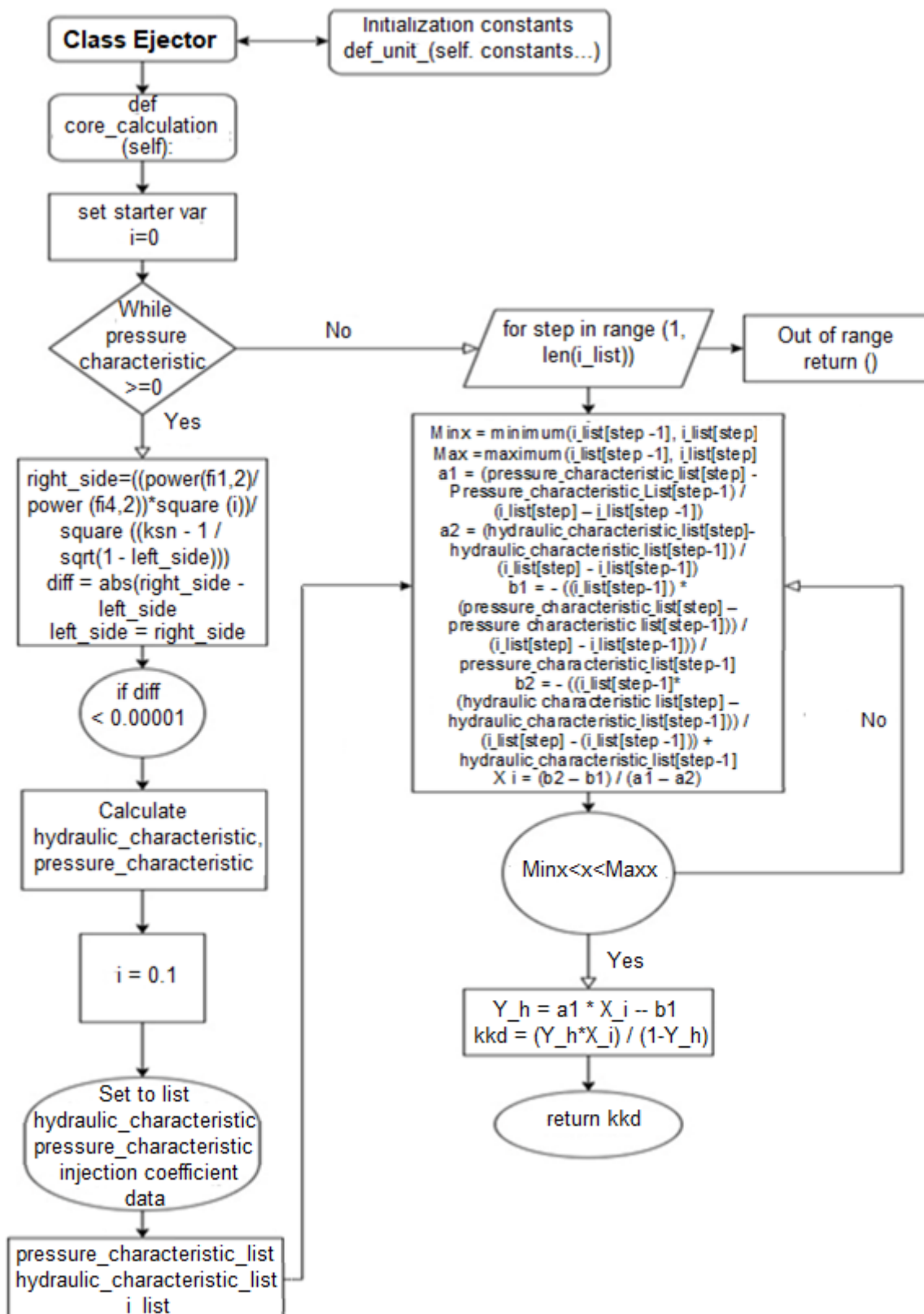


Рисунок 3.17 – Блок схема програмного коду з пошуку робочої точки та ККД ежектора

Даний оператор реалізує поетапну систему розрахунку робочої точки струминного насоса, з використанням наступних операторів циклу:

**While (pressure characteristics > = 0)** – при кожному успішному виконанні умови методу послідовних наближень (відносний напір струминного насоса не повинен приймати від’ємні значення) проводиться розрахунок напірної і гідравлічної характеристики та коефіцієнта інжекції з наступним збільшенням кроку ітератора (коефіцієнта інжекції) на 0,1. Даний оператор циклу зображений на блок-схемі рисунка 3.17 у вигляді ромба, розміщеного у верхній частині лівої половини блок-схеми програмного коду. Нижче ромбічного зображення даного оператора у прямокутному полі наведено кодовану форму запису рівнянь (3.5)–(3.7), що реалізують метод послідовних наближень, за допомогою якого визначаються відносні гідравлічні втрати в робочому потоці  $\Delta P_3/\Delta P_p$ . Розміщене нижче прямокутного поля зображення овалу містить умову рівності (з необхідною точністю) правої та лівої частини рівняння (3.5): **«if diff <0.00001»**. Виконання даної умови дозволяє перейти до розрахунку напірної (рівняння (3.4)) та гідравлічної (рівняння (3.8)–(3.11)) характеристик струминного насоса. Розрахунок даних характеристик здійснюється за допомогою оператора **«Calculate...»**, прямокутне зображення якого міститься під умовою рівності **«if diff...»**. Даний оператор використовує рівняння (3.4), яке враховує визначені за допомогою попередніх операторів значення відносних гідравлічних втрат  $\Delta P_3/\Delta P_p$ , та рівняння (3.8)–(3.11).

Після завершення операцій циклу **while (pressure characteristics > = 0)** ініціалізується запис отриманих значень у відповідний список (бібліотеку) **pressure\_characteristic\_list, hydraulic\_characteristic\_list, i\_list**, зображення якого розміщено у нижній частині лівої половини блок-схеми), що призводить до закінчення розрахунку напірної, гідравлічної характеристики ежектора з імпортом отриманих списків інформації у внутрішній цикл розрахунку робочої точки струминного насоса, який визначений в циклі **«for step in range»**. Даний цикл зображено у вигляді паралелограма розміщеного у верхній частині правої половини блок-схеми.

Для визначення робочої точки струминного насоса необхідно об'єднати рівняння характеристик насоса (формули (3.4)–(3.7)) та гідравлічної системи (формули(3.8)–(3.11)) в одну систему, розв'язання якої дозволить визначити точні координати точки перетину даних нелінійних залежностей. Дану операцію здійснює раніше згадуваний оператор **«for step in range»**, який виконує повторення послідовності розрахункової процедури від 1 до n за списком коефіцієнта інжекції.

**For step in range (1, len(i\_list))** – під час кожної ітерації виконується спроба пошуку робочої точки ежектора заснована на умові перетину кривих характеристик насоса та його гідравлічної системи. Розміщена нижче позначення оператора «**for step in range**» прямокутна область відображає особливості пошуку координат проекції робочої точки А на вісь Х (рисунок 3.18).

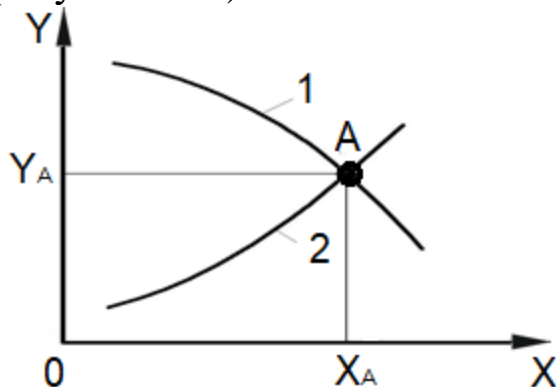


Рисунок 3.18 – Визначення координат робочої точки струминного насоса

Значення  $X$  та  $Y$  на рисунку 3.18 відповідають відносному напору  $h$  та коефіцієнту інжекції  $i$  струминного насоса. В процесі пошуку координат робочої точки розрахункові параметри згруповано у вигляді безрозмірних співвідношень  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ . При проведенні розрахунків визначаються всі значення координат проекцій робочої точки на вісь  $X$ , які знаходяться в діапазоні між його максимальною  $MaxX$  та мінімальною  $MinX$  величиною (рисунок 3.17).

Після виконання даної умови, зображення якої міститься в полі обмеженим овалом, здійснюється пошук проекції координат робочої точки на вісь  $Y$ .

У разі виконання умови  $if\ MinX < X_i < MaxX$  виконується наступна частина програмного коду що визначає точку перетину по осі « $Y$ », відносний напір  $h$  та коефіцієнт інжекції  $i$ . Після визначення відносного напору та коефіцієнта інжекції за формулою (3.12) розраховуємо ККД  $\eta$  струминного насоса.

Отримане значення ККД за допомогою оператора «**return**», розміщеного у прямокутному полі верхньої частини правої колонки блок схеми, повертається як результат розрахунку функції та призводить до виходу з циклу, тобто його завершення. Даний оператор працює у випадку отримання від’ємних значень відносного напору та ККД.



### 3.3.4 Побудова алгоритму автоматизованого підбору оптимальних характеристик струминного насоса

Вибір оптимальних геометричних розмірів струминного апарата базується на показнику ККД, однак розрахунок методом послідовних наближень з наступним графічним або алгебраїчним визначенням точки перетину відрізків з метою отримання робочої точки ежектора потребує значних витрат часу на підстановку необхідних вихідних даних та встановлення максимальних значень коефіцієнта корисної дії.

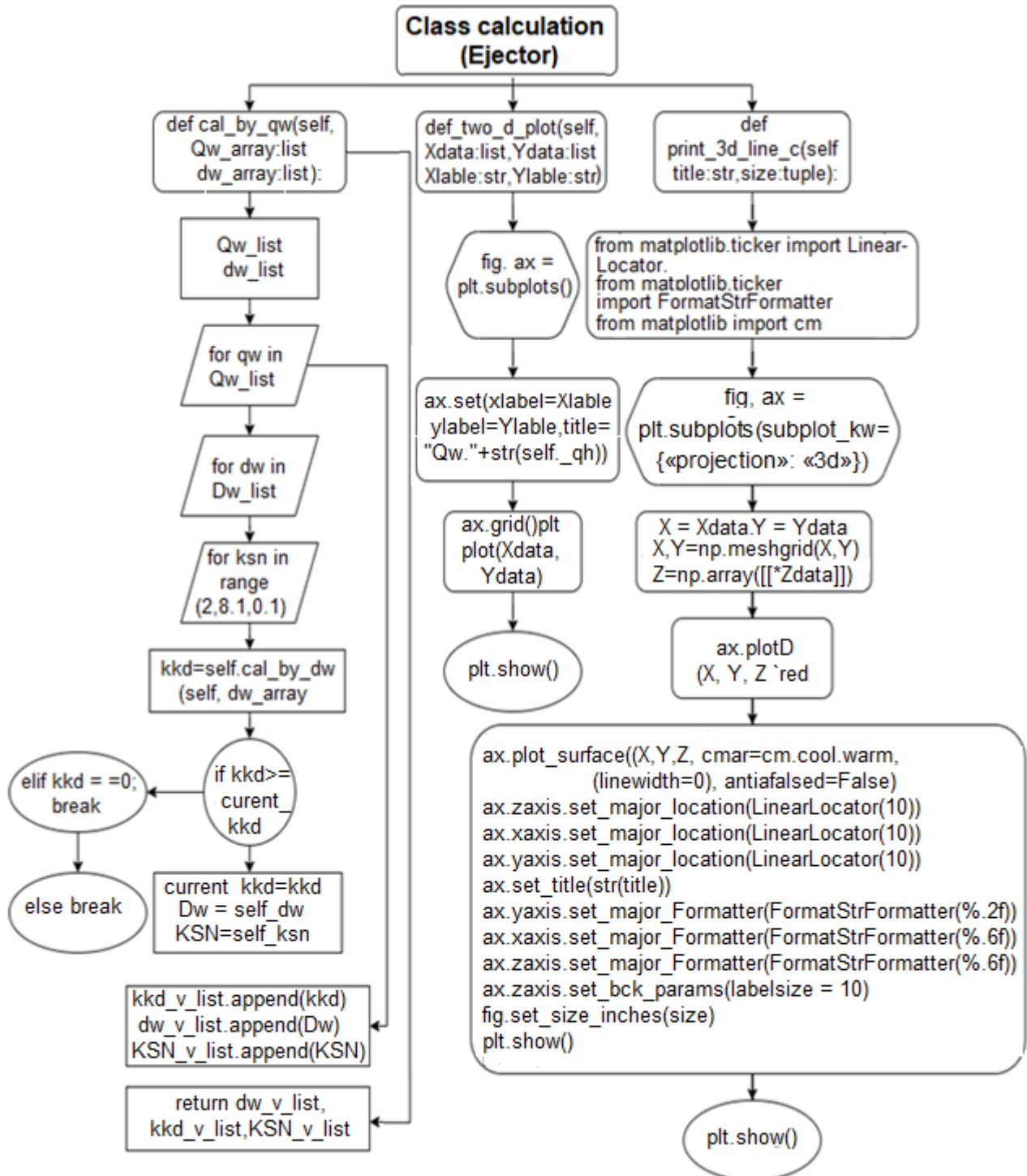


Рисунок 3.19 – Блок схема програмного коду класу «**Calculation**»

Враховуючи дану обставину було прийнято рішення розробити систему, яка б дозволила здійснити значний об'єм розрахункових процедур з мінімальними витратами часу на виконання кожного з етапів розрахунку. Основа побудованого алгоритму визначена розробленням системи класу «**Calculation**» (рисунк 3.19) з наслідуванням функцій та параметрів попередньо створеного блоку розрахунку «**Class Ejector**».

Наслідування функцій дозволяє отримати наступні переваги:

- повторне використання раніше створеного коду, без необхідності створювати той самий код повторно в різних системах;
- збільшувати кількість та додавати функції класу, не змінюючи його основну структуру;
- використання транзитивного функціоналу, який стверджує, що якщо клас В успадковує інший клас А, то всі підкласи В автоматично успадковують клас А.

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 (рисунк 3.19).

Розрахунок значень ведеться з використанням операторів циклу «**for**», які дозволяють здійснювати поетапну підстановку аргументів отриманих з масиву створених списків. Зображення оператора «**for**» для підстановки значень відповідно робочої витрати, діаметра робочої насадки та геометричного параметра має вигляд трьох паралелограмів розміщених в лівій колонці блок-схеми.

При кожній ітерації внутрішнього циклу **for ksn in np.arange(2,8.1,0.1)**: виконується виклик функції розрахунку робочої точки та визначення ККД ежектора. Отримані значення ККД порівнюються з попереднім отриманим значенням. У разі виконання умови  $k_{kd} \geq last\_k_{kd}$  ініціалізується запис ККД, діаметра робочої насадки та основного геометричного параметра.

Враховуючи, що розрахунок напірної характеристики ежектора при певних значеннях діаметра робочої насадки, основного геометричного параметра та робочої витрати переходить «нульову» межу в

циклі встановлено умову  $k_{kd} == 0$ , що призводить до виходу з внутрішнього циклу.

Після проходження циклу **for self.\_qh in Qw\_array** заснованого на ряді робочої витрати, створюється запис оптимальних параметрів:

- діаметра робочої насадки;
- основного геометричного параметра струминного насоса ( $K_{сн}$ );
- коефіцієнта корисно дії (ККД).

Отримані значення заносяться в структуру словника (**dict**), що являє собою неупорядковану колекцію довільних об'єктів із доступом за ключем. У випадку розрахунку за рядом витрат, ключем словника стає поточне значення робочої витрати, а колекцією даних – значення оптимальних параметрів діаметра робочої насадки,  $K_{сн}$ , ККД.

Використання структури словника дозволяє отримати швидкий доступ до даних завдяки використанню їх «ключа», що суттєво скорочує час необхідний для аналізу показників та можливості інтеграції з бібліотеками для науковців з оброблення даних.

З метою виведення результатів геометричної оптимізації ежектора використано графічну бібліотеку **Matplotlib**, та проведено імпорт модуля «**pyplot**» який відповідає за побудову 2D та 3D графіків.

Оскільки побудова графічних залежностей вимагає значної кількості часу на створення програмного коду, було прийнято рішення створити окремі функції в класі «**Ejector**» для відображення 2D та 3D графіку.

Використання функції «**two\_d\_plot**», зображення якої має вигляд розміщеного у верхній частині середньої колонки блок-схеми прямокутника із згладженими кутами (рисунок 3.19) дозволяє побудувати двовимірний графік, з наступним рядом параметрів які сприймаються як аргументи даної функції:

- **Xdata:list** – список координат по осі X;
- **Ydata:list** – список координат по осі Y;
- **Xlable:str** – позначення осі X;
- **Ylable:str** – позначення осі Y.

Аргументи «**Xdata**» та «**Ydata**» використовують тип даних «**list**» для зберігання кількох елементів в одній змінній, що є одним із чотирьох вбудованих типів даних у Python, які використовуються для зберігання їх колекцій. Прописана додаткова функція «**:list**» вказує на очікуваний тип даних.

Аргументи «**Xlable**» та «**Ylable**» є допоміжними та використовуються для позначення осі X та Y з відповідним форматом «**str**», що є вбудованим класом рядків (є старіший модуль під назвою «**string**»).

### 3.3.5 Інтерпретація результатів проведених розрахунків

Для побудови графіку необхідно використати функцію «**subplot()**», що приймає три аргументи, які описують макет фігури. Дана функція зображена на шестикутному полі із згладженими кутами в середній колонці блок-схеми рисунка 3.19. Макет складається з рядків і стовпців, які представлені першим і другим аргументом. Третій аргумент представляє індекс поточного графіку. Змінними функції «**plt.subplots()**» є :

- «**fig**» – унікальний ідентифікатор фігури;
- «**ax**» – змінна для вказання координатної сітки та осей графіку.

Побудова графіку проводиться з застосуванням функції «**ax.set(xlabel=Xlable, ylabel=Ylable, title="Qw: " + str(self.\_qh))**», яка дозволяє вказати типи даних для відображення двовимірного графіку, а саме:

- «**xlabel=Xlable**» – прив’язка координат отриманих при розрахунку до осі X;
- «**ylabel=Ylable**» – прив’язка координат отриманих при розрахунку до осі Y;
- «**title="Qw: " + str(self.\_qh)**» – вказуємо назвою графіку поточне значення робочої витрати, яке було обрано для розрахунку геометричних параметрів ежектора. Згадана функція відображена у прямокутному полі із згладженими кутами в нижній частині середньої колонки блок-схеми.

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 3.20). Для реалізації даної функції обрано раніше імпортовану бібліотеку «**ipywidgets**», яка є структурою для забезпечення інтерактивних елементів керування. Пакет «**ipywidgets**» також надає базовий легкий набір основних елементів керування формою, які використовують цю структуру. Ці включені елементи керування мають текстову область, текстове поле, елементи керування вибором і множинним вибором, прапорці, повзунки, панелі вкладок, макет сітки тощо.

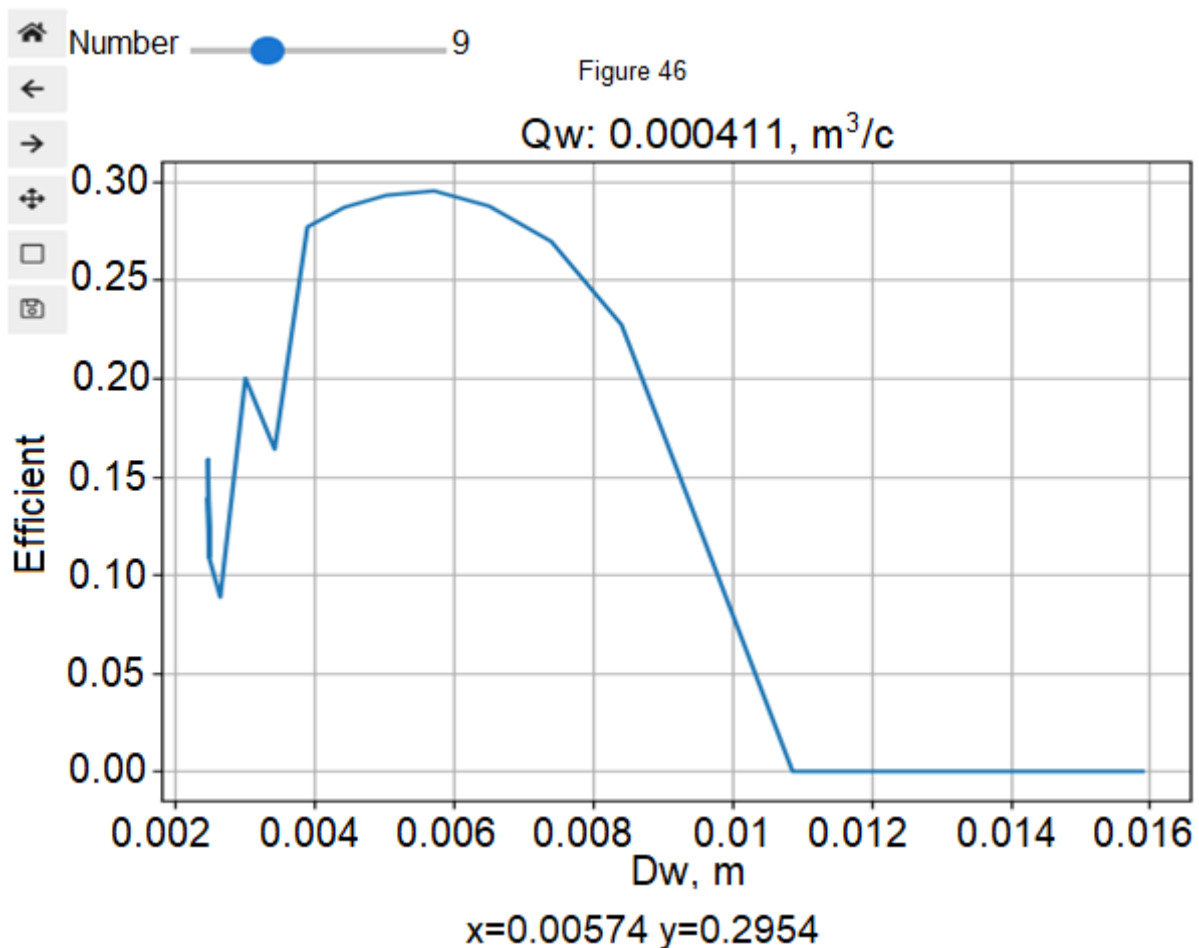




Рисунок 3.20 – Графічна залежність ККД від діаметра насадки для робочої витрати  $Q_w=0.000411 \text{ м}^3/\text{с}$

Значення  $x, y$  в нижній частині рисунка 3.20 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.

Зважаючи на те, що бібліотекою для побудови графічних залежностей було обрано «**Matplotlib**», це дозволило використовувати функцію активації «**matplotlib widget**» інтерактивних команд для керування графіками. Дані команди відображені в лівому куті рисунка 3.19. Дані команди дозволяють:

- 1 – отримувати поточні значення положення курсору на тілі графіку (дана функція є автоматичною та активується при наведенні курсора на площину графіку);
- 2 –  $\leftarrow \rightarrow$  переходити на попередній чи наступний крок редагування графіку;
- 3 –  $\oplus$  переміщати площину відображення графіку;

- 4 –  виділяти область для збільшення на площині;  
 5 –  зберігати зображення графіку з обраним форматом у відповідній директорії.

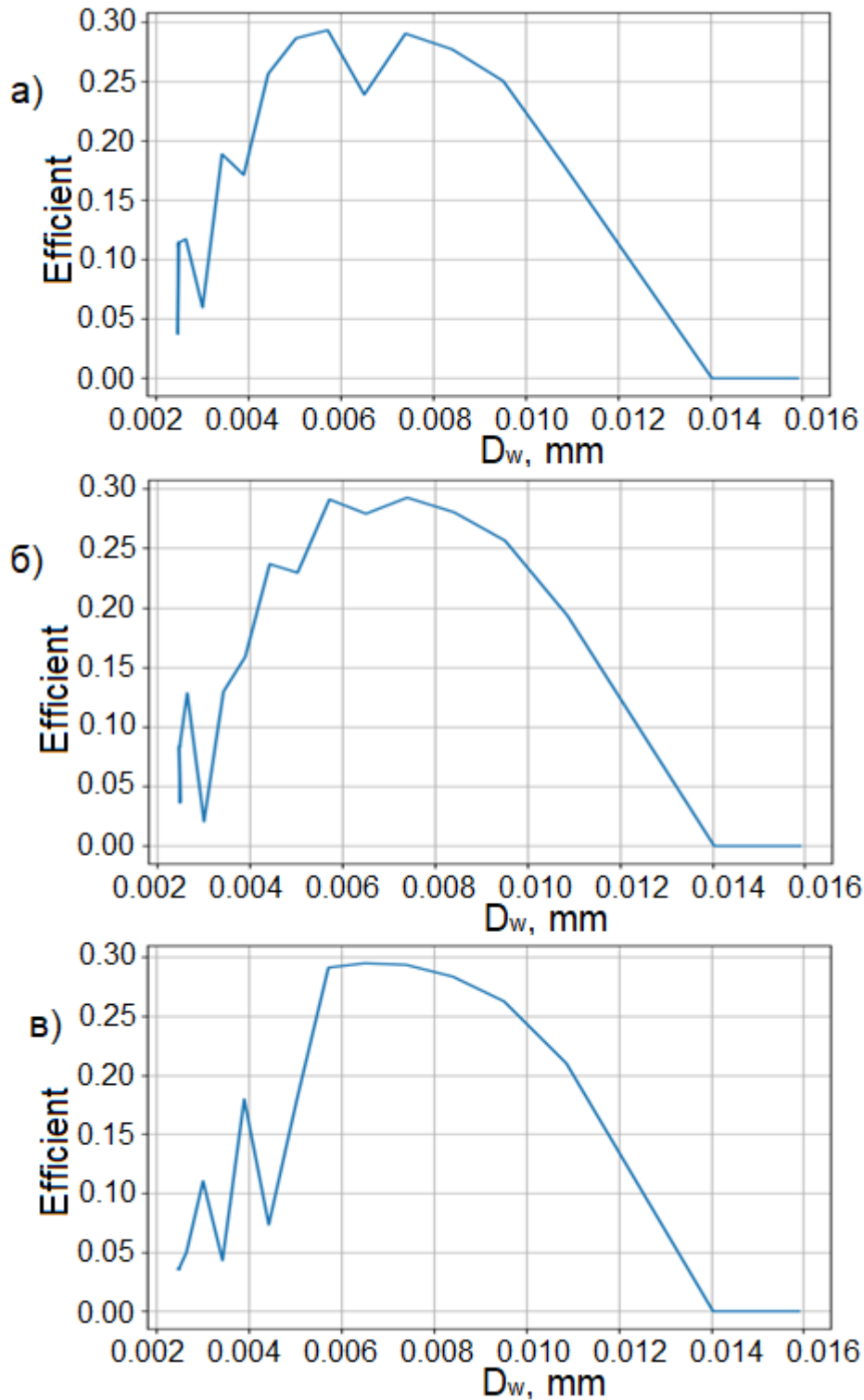


Рисунок 3.21 – Залежності ККД струминного насоса від діаметра робочої насадки для різних витрат робочого потоку: а)  $0,003264 \text{ м}^3/\text{с}$ ; б)  $0,004456 \text{ м}^3/\text{с}$ ; в)  $0,006505 \text{ м}^3/\text{с}$

На рисунку 3.21 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, прийнято рішення скористатись можливостями бібліотеки «**Matplotlib**» та створити функцію для автоматичної побудови 3-вимірною площинного графіку «**def print\_3d\_line\_c**» (верхня частина правої колонки блок-схеми рисунка 3.19).

Основними компонентами функції є блок імпорту додаткових компонентів для відображення 3D графіка:

- `from matplotlib.ticker import LinearLocator;`
- `from matplotlib.ticker;`
- `import FormatStrFormatter;`
- `from matplotlib import cm.`

Зображення компонентів функції «**Matplotlib**» розміщене у прямокутному полі із згладженими кутами у верхній частині правої колонки блок-схеми (рисунку 3.19).

Прив'язка координат отриманих при розрахунку до осі X, Y, Z має вигляд (прямокутне поле у середній частині правої колонки блок схеми на рисунку 3.19):

`X=Xdata;`

`Y=Ydata;`

`Z = np.array([[*Zdata]]).`

Функція `X, Y = np.meshgrid(X, Y)` дозволяє створити N-D координатний масив для векторизованих оцінок N-D скалярних/векторних полів над N-D сітками, заданими одновимірними координатними масивами, що необхідно для побудови площинного тривимірною графіку.

Функція «**fig, ax = plt.subplots()**» дозволяє створювати загальні макети підсхем, включно з фігурним об'єктом, за один виклик. Зображення цієї функції має вигляд шестикутника із згладженими кутами в середній частині правої колонки блок-схеми.

Змінними функції «**plt.subplots()**» є :

- «**fig**»: унікальний ідентифікатор фігури;
- «**ax**»: змінна для вказання координатної сітки та осей графіку;
- «`subplot_kw = "projection": "3D"`»: використовується для вказання типу графічного зображення «3D». Нижче у прямокутному полі із

згладженими кутами розміщене зображення функції, яка визначає розподіл координатних осей за змінними параметрами графічних залежностей.

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.

Нижнє овальне поле зображує функцію **plt.show()** виведення зображення графічних залежностей.

На рисунку 3.22 наведено зображення 3D графіка, побудованого розробленою автоматизованою системою проектування свердловинних струминних насосів.

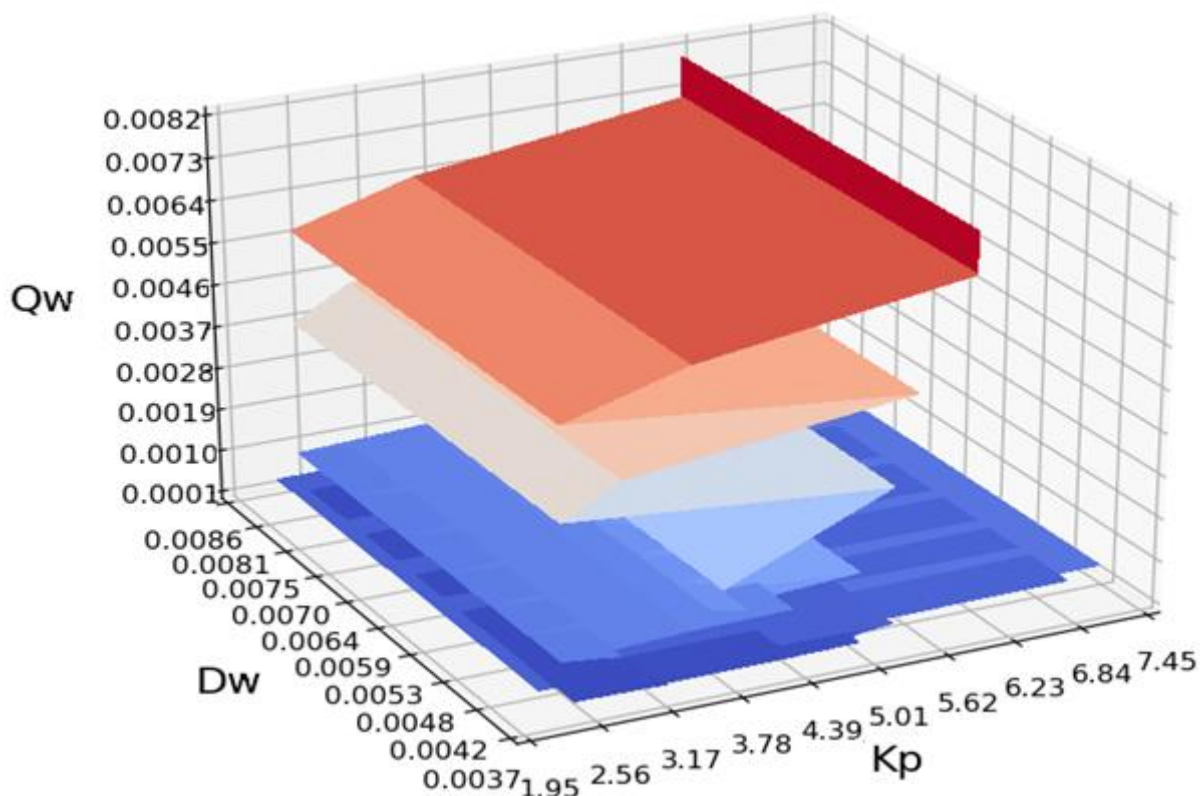


Рисунок 3.22 – Графічна 3D залежність робочої витрати від діаметра робочої насадки та значення основного геометричного параметра струминного насоса

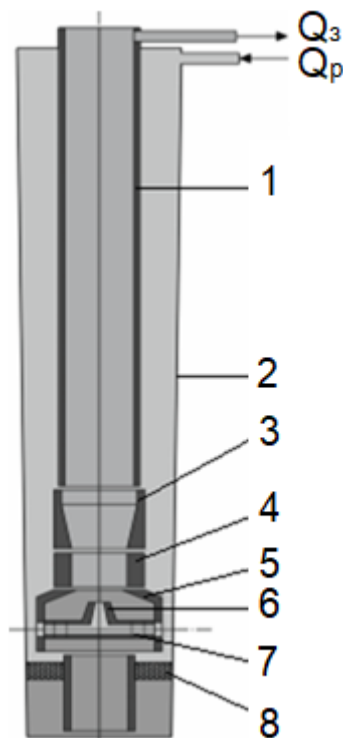
Оптимальне співвідношення витрат та геометричних розмірів елементів проточної частини струминного насоса становить: робоча витрата  $Q_{popt}=0,000984$  м<sup>3</sup>/с; діаметр робочої насадки  $d_{popt}=0,005042$  м; основний геометричний параметр  $K_{cn}=3,3$ . Для згаданих



співвідношень конструкторських та режимних параметрів ККД нафтового струминного насоса становить  $\eta = 29,5359\%$ .

### 3.4 Дослідження напружено-деформованого стану елементів свердловинного струминного насоса

Особливістю робочого процесу ежекційної системи є формування на виході з робочої насадки області низького тиску, внаслідок чого створюються умови для підсмоктування пластової рідини з підпакерної зони в приймальну камеру струминного насоса (рисунок 3.23).



1 – колона підйомних труб; 2 – експлуатаційна колона; 3 – дифузор;  
4 – камера змішування; 5 – приймальна камера; 6 – робоча насадка;  
7 – розподільна втулка; 8 – пакер

Рисунок 3.23 – Схема нафтового струминного насоса

Тиск в затрубному просторі, утвореному колоною підйомних труб 1 та експлуатаційною колоною 2, залежно від глибини свердловини та густини робочого середовища може становити 40–50 МПа і вище, тоді як в проточній частині струминного насоса можливе виникнення парогазової кавітаційної області, величина абсолютного тиску в якій наближається до нульового значення.

Проаналізуємо характер навантажень, що сприймаються елементами ежекційної системи, викликаних дією різниці тисків в затрубному просторі свердловини, в підпакерній зоні та в проточній частині струминного насоса. Величина тиску в підпакерній зоні перевищує

його значення в приймальній камері насоса, внаслідок чого розподільна втулка 7 сприймає напруження згину. Напружено-деформований стан розподільної втулки 7 ускладнюється наявністю концентраторів напружень у вигляді радіальних каналів для підведення робочого потоку, та осьових каналів для всмоктування пластової рідини. В матеріалі робочої насадки 6 виникають напруження розтягу, а в приймальній камері 5, камері змішування 4 та дифузори 3 – напруження стиснення. Зважаючи на формування у вихідному перерізі робочої насадки області низького тиску циліндрична частина приймальної камери 5 та вхідна ділянка камери змішування 4 є найбільш напруженими елементами струминного насоса.

Моделювання взаємозв'язку між гідродинамічними та міцнісними характеристиками окремих елементів свердловинного струминного насоса передбачає побудову 3D моделі нафтового струминного насоса, сіткових моделей рідини та твердого тіла, діаграм розподілу гідродинамічних параметрів змішуваних потоків та розрахунків міцнісних характеристик окремих елементів ежекційної системи (рисунок 3.24).

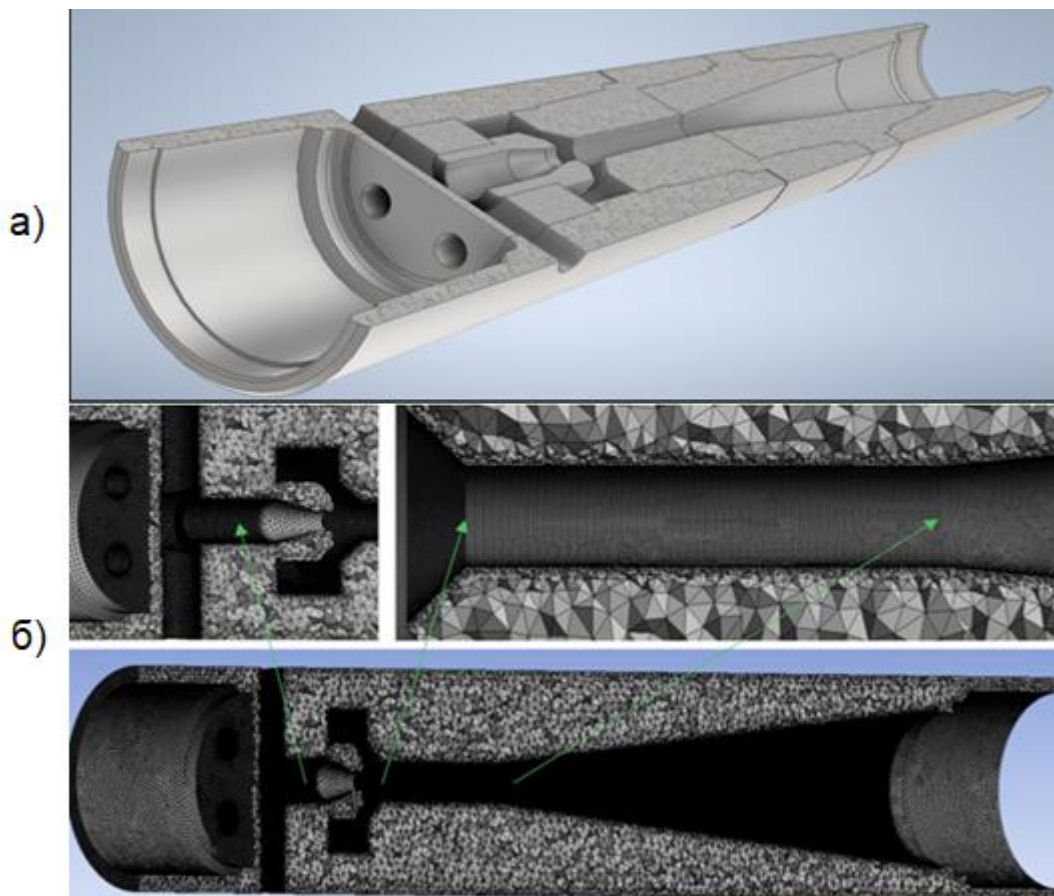


Рисунок 3.24 – 3D модель (а) та сіткова модель (б) твердого тіла нафтового струминного насоса

Побудова 3D моделі нафтового струминного насоса діаметром 89 мм здійснювалась з використанням програмного комплексу Inventor (Autodesk), а сіткових моделей та наступного проведення розрахункових операцій – із застосуванням програмних модулів Ansys. Рідинна та твердотільна сіткові моделі містять відповідно 2895684 та 3876278 розрахункових скінченних елементів. Для забезпечення високої якості результатів чисельного моделювання була застосована віртуальна топологія мозаїчної сітки (Ansys Mosaic Meshing), що дозволило збільшити точність сіткової моделі в об'ємах обмежених складною геометрією: на верхній частині рисунка 3.24 б наведені побудовані у збільшеному масштабі окремі області сіткової моделі. Застосування неоднорідної сіткової моделі дозволило оптимізувати тривалість проведення розрахункових процедур.

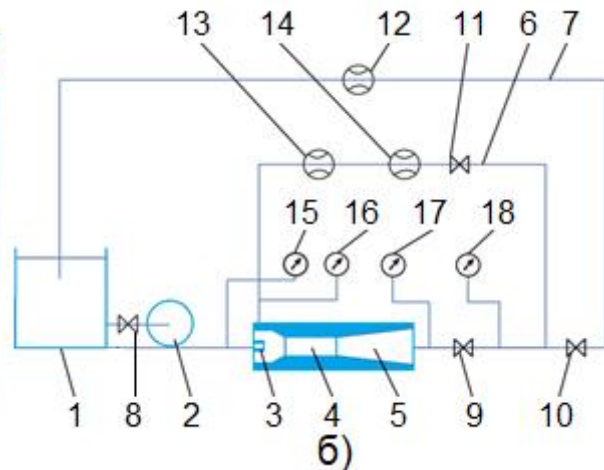
Моделювання процесу змішування потоків реалізовано на основі вирішувача Pressure-based solver з використанням ітераційного методу розв'язку нелінійних рівнянь. Система рівнянь руху змішуваних потоків доповнена моделлю турбулентності K-epsilon realizable, яка дозволяє прогнозувати поширення коаксіальних струменів із врахуванням їх обертання, зсувних течій в прикордонному шарі рідини, рециркуляції та наявності значних градієнтів тиску.

За допомогою вбудованого модуля Ansys Fluent обрані наступні граничні умови розрахункових параметрів:

- витрата робочого потоку  $Q_p = 1,215 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , спроектована на вхідний канал внутрішнього затрубного простору між підйомними трубами та експлуатаційною колоною, який по радіальних каналах сполучається з робочою насадкою 6 (рисунок 3.23);
- витрата інжектваного потоку  $Q_i = 0,28 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  задана в осевих каналах розподільної втулки 7 (рисунок 3.23);
- тиск змішаного потоку  $P_z = 24,31 \text{ МПа}$ , обраний на виході з дифузора з поправкою на утворення зворотних течій.

Максимальні діючі напруження в елементах струминного насоса відповідають величині мінімального тиску в його проточній частині. Експериментальне визначення режимних параметрів, які відповідають максимальним діючим напруженням в деталях ежекційної системи, здійснювалось з використанням лабораторного стенда для дослідження струминних насосів (рисунок 3.25). Проведення експериментальних досліджень передбачає встановлення вигляду залежності

величини тиску інжектованого потоку від відносної витрати струминного насоса  $P_i = f(i)$ .



а)

б)

1 – приймальна ємність; 2 – силовий привід; 3 – робоча насадка; 4 – камера змішування; 5 – дифузор; 6 – всмоктувальна лінія; 7 – напірна лінія; 8 – 11 – засувки; 12 – 14 – витратоміри; 15 – 18 – манометри та мановакууметр

Рисунок 3.25 – Зовнішній вигляд (а) та гідравлічна схема (б) стеґда для дослідження струминних насосів

Величина тиску інжектованого потоку  $P_i$  визначається за показами мановакууметра 16 (рисунок 3.25), а витрати робочого  $Q_p$  та інжектованого  $Q_i$  потоку – за показами витратомірів 12, 14. Зміна відносної витрати та режиму роботи струминного насоса досягається регулюванням степені відкриття засувки 11 розміщеної на всмоктувальній лінії струминного насоса.

Визначення тиску інжектованого потоку проводилось в процесі дослідження трьох повнорозмірних моделей струминного насоса для різних абсолютних та відносних значень його геометричних розмірів (таблиця 3.2):

– діаметра робочої насадки  $d_p$ ;

Таблиця 3.2 – Геометричні розміри моделей струминного насоса

Номер моделі	$d_p$ , мм	$d_3$ , мм	$l_p$ , мм	$\bar{l}_p$	$K_{сн}$
1	16	40	26,5	1,656	6,25
2	18	40	16,5	0,917	4,938
3	22,5	40	36,5	1,622	3,16

– діаметра камери змішування  $d_3$ ;

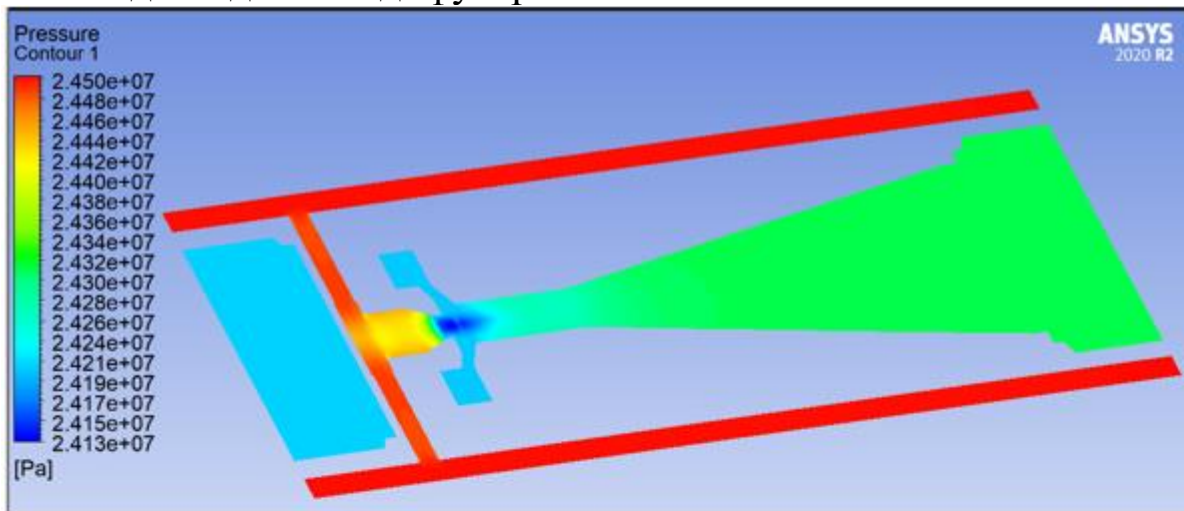
- абсолютної відстані між робочою насадкою та камерою змішування  $l_p$ ;
- відносної відстані між робочою насадкою та камерою змішування  $\bar{l}_p = l_p / d_p$ ;
- основного геометричного параметра струминного насоса  $K_{CH} = (d_3 / d_p)^2$ .

Відповідно до результатів моделювання гідродинамічних параметрів змішуваних потоків мінімальна величина тиску та максимальна швидкість потоку має місце на виході з робочої насадки струминного насоса (рисунок 3.26). Величина тиску в проточній частині струминного насоса змінювалась в діапазоні від  $P_{\min} = 24,13$  МПа до  $P_{\max} = 24,5$  МПа, а максимальне значення швидкості руху потоку становило  $V_{\max} = 24,3$  м/с. В напрямку дифузора відбувається поступове відновлення тиску та зниження швидкості руху змішуваних потоків. Характерною особливістю є несиметричний розподіл гідродинамічних параметрів що пов'язано із утворенням вихрових областей в окремих ділянках проточної частини струминного насоса. Розподіл еквівалентних напружень відображає зростання тиску вздовж проточної частини струминного насоса: ділянкам максимального тиску відповідають найбільші значення еквівалентних напружень. Величина еквівалентних напружень в деталях струминного насоса змінювалась в діапазоні від  $\sigma_{\min} = 0,035$  МПа до  $\sigma_{\max} = 44,63$  МПа.

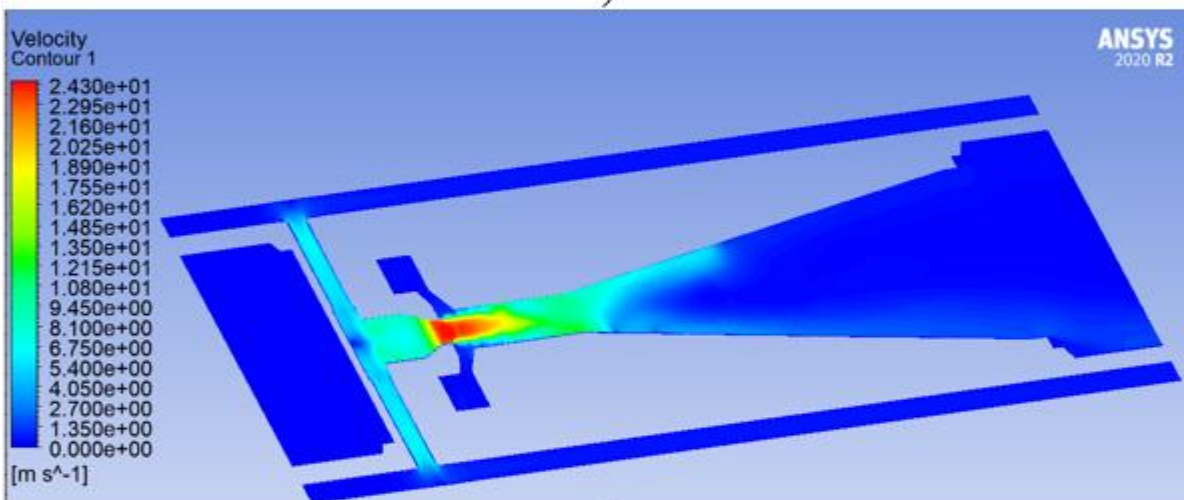
Таблиця 3.3 – Еквівалентні напруження в характерних точках струминного насоса

Номер розрахункової точки	Місце розміщення розрахункової точки	Значення еквівалентного 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

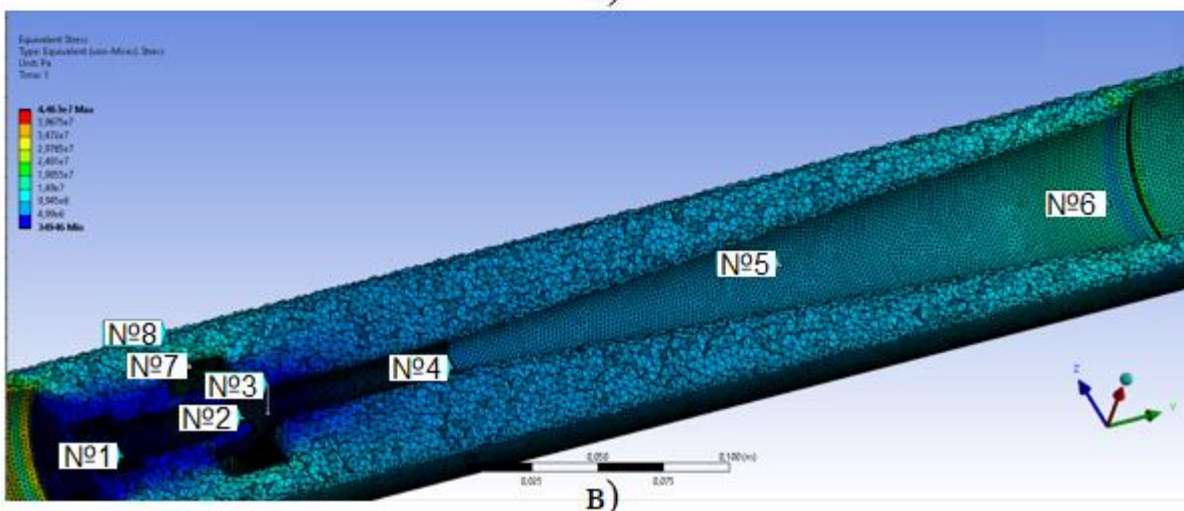
Неочікувано високими виявились значення еквівалентних напружень вихідних ділянок дифузора.



а)



б)



в)

Рисунок 3.26 – Розподіл тисків (а), швидкостей (б) змішуваних потоків та еквівалентних напружень (в) в струминному насосі

Дана обставина пов'язана із зростанням вздовж потоку його внутрішніх діаметрів та величини гідродинамічного тиску. Максимальні

еквівалентні напруження сприймаються матеріалом розподільної втулки 7 (рисунок 3.23). Значення еквівалентних напружень визначені в характерних точках (рисунок 3.26 в) елементів струминного насоса та представлені в таблиці 3.3.

Гранично допустимі значення напружень суттєво перевищують отримані величини. Дана обставина дозволяє рекомендувати застосування більшого типорозміру проточної частини струминного насоса (який відзначається підвищеною продуктивністю) при збереженні незмінними його зовнішніх габаритів, що має суттєве значення при використанні в стиснених умовах експлуатаційних свердловин.

Експериментальна залежність тиску інжектваного потоку від коефіцієнта інжекції струминного насоса (рисунок 3.27) відзначається лінійним характером.

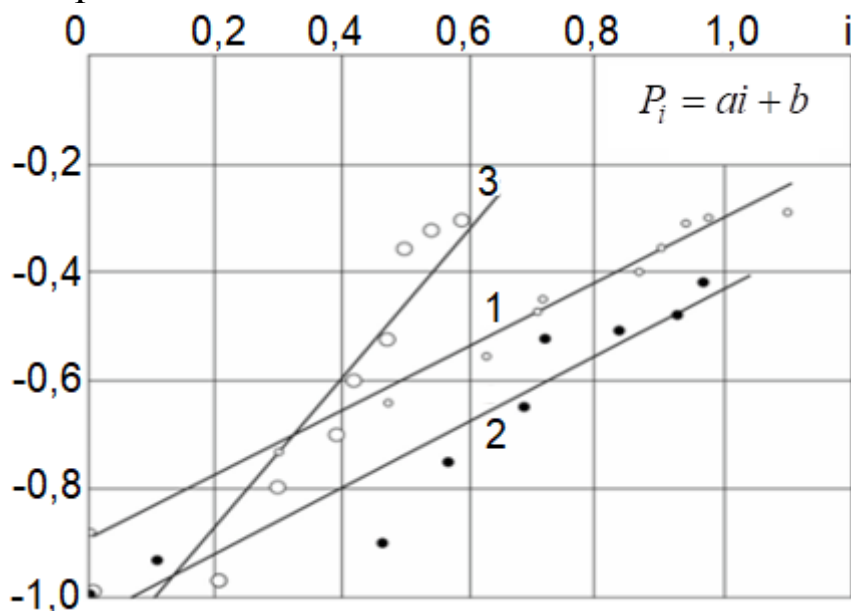


Рисунок 3.27 – Залежність тиску від коефіцієнта інжекції та основного геометричного параметра  $K_{CH}$  струминного насоса:

$$1 - K_{CH} = 6,25; 2 - K_{CH} = 4,938; 3 - K_{CH} = 3,16 .$$

$$P_i = ai + b , \tag{3.13}$$

де  $a$ ,  $b$  – емпіричні коефіцієнти.

Експериментально встановлено, що зростання величини коефіцієнта інжекції від  $i=0$  до  $i=1,0$  збільшує величину тиску в струминному насосі від  $P_i = -0,1$  МПа до  $P_i = -0,03$  МПа.

Емпіричні коефіцієнти та коефіцієнти кореляції  $r^2$  для досліджених моделей струминного насоса наведені в таблиці 3.4.

Мінімальна величина тиску в ежекційній системі відповідає максимальним напруженням в деталях струминного насоса. Таким чином,

найбільш несприятливою (з точки зору забезпечення необхідної міцності) є експлуатація струминного насоса в режимі нульового коефіцієнта інжекції.

Таблиця 3.4 – Коефіцієнти емпіричних співвідношень та коефіцієнти кореляції для досліджених моделей струминного насоса

Номер моделі	$a$	$b$	$r^2$
1	0,5906	-0,8946	0,9943
2	0,6094	-1,0407	0,9528
3	1,3725	-1,1367	0,9396

Такий режим використання свердловинного струминного насоса може бути реалізований під час виклику припливу з продуктивного горизонту після завершення будівництва свердловин або застосування методів інтенсифікації нафтовилучення.

### 3.5 Дослідження процесу зношування елементів конструкції струминного насоса

Метою даних досліджень є імітаційне моделювання ерозійних процесів в проточній частині свердловинного струминного насоса із врахуванням нерівномірного характеру гідроабразивного зношування його проточної частини [39] на основі використання динамічної сіткової моделі із автоматично змінюваною геометрією та структурою.

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. Для проведення аналізу розподілу швидкостей за основу була взята тривимірна модель внутрішнього простору струминного насоса, який реально застосовується при реалізації процесів нафтогазовидобутку (рисунок 3.28). 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 збільшенні його тривалості. Для реалізації методу віртуальної топології було використано внутрішній моделер програмного комплексу ANSYS (DESIGN MODELER), в якому області насадки та камери



змішування поділено на окремі сегменти.

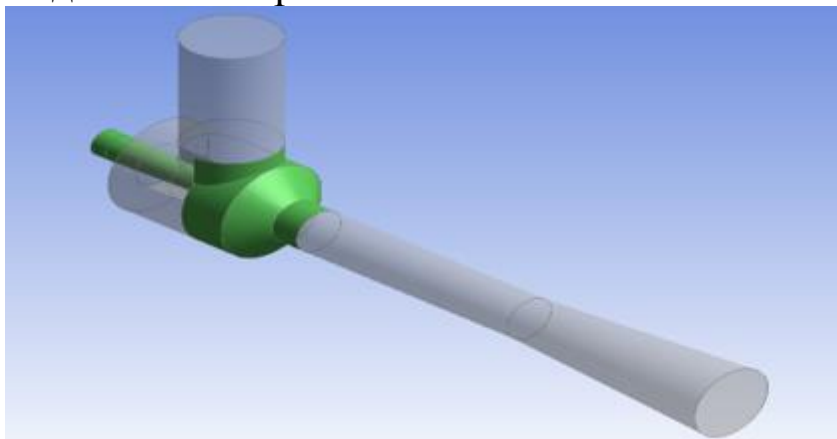


Рисунок 3.28 – Геометрія внутрішнього простору струминного насоса створена в редакторі DESIGN MODELER

Ключовим процесом 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 3.29).

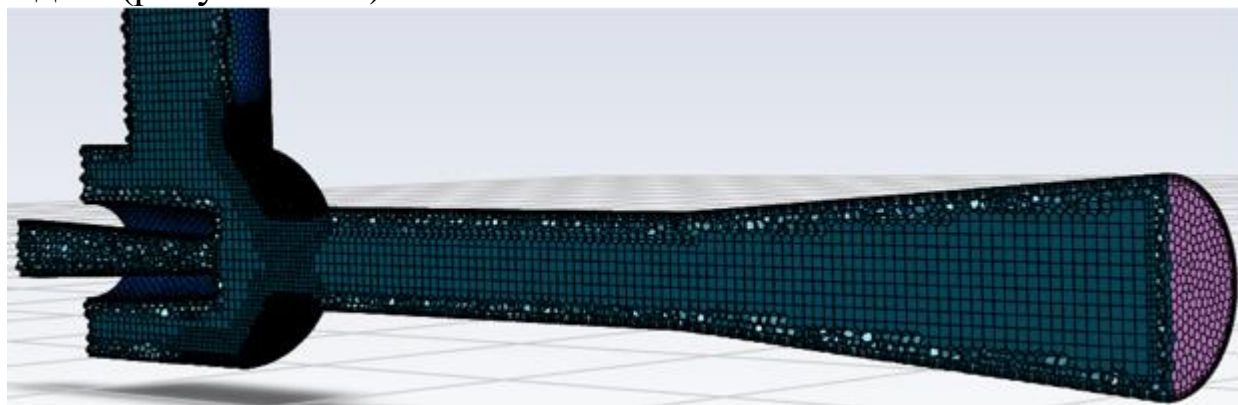


Рисунок 3.29 – Сіткова модель внутрішнього простору струминного насоса

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 насадки 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 3.30).

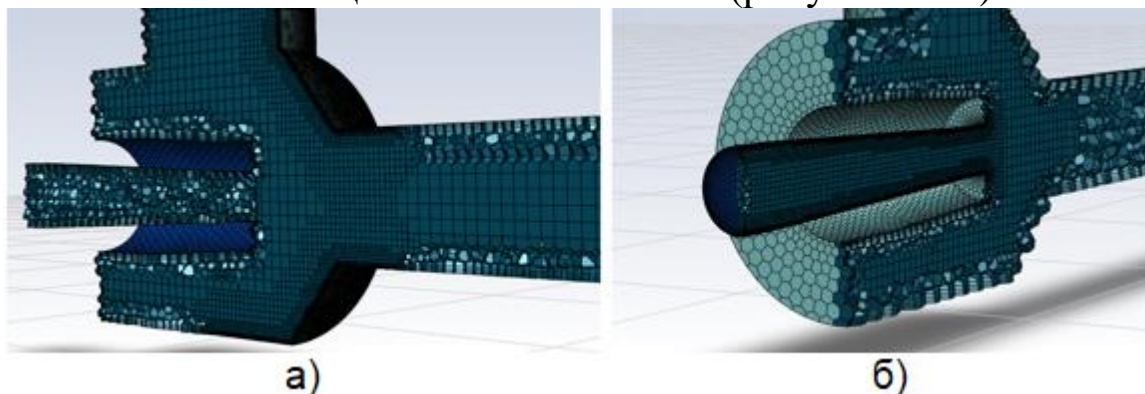


Рисунок 3.30 – Сіткова модель внутрішнього простору струминного насоса з покращенням сітки в області позиції:

а) камери об'єднання потоків; б) насадки

Постановка задачі розрахунку, що є наступним кроком аналізу ерозійного впливу, здійснювалась з використанням модуля ANSYS FLUENT, який володіє широкими можливостями гідравлічного моделювання, необхідними для моделювання руху потоку, його турбулентності, передачі реакцій. 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 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  $7900 \text{ кг/м}^3$ );
- матеріал твердих частинок, які надходять з потоком рідини: Sand (пісок з густиною  $1400 \text{ кг/м}^3$  та середнім діаметром піщинки  $0.5 \text{ мм}$ ).

Граничні умови моделі були обмежені представленими показниками:

- mass flow inlet – масова витрата робочого потоку ( $20 \text{ л/с}$ ) на вході в робочу насадку та інжектваного потоку ( $10 \text{ л/с}$ ) на вході в камеру об'єднання потоків, коефіцієнт інжекції  $i=0,5$ ;

- pressure outlet – тиск на виході з дифузора (35,4 МПа);
- шорсткість матеріалу стінок – 0,0001 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 інжектваного потоку становила 5 % по відношенню до загальної витрати.

Траєкторії частинок побудовані з використанням функції «Particle tracking» та представлені на рисунку 3.31.

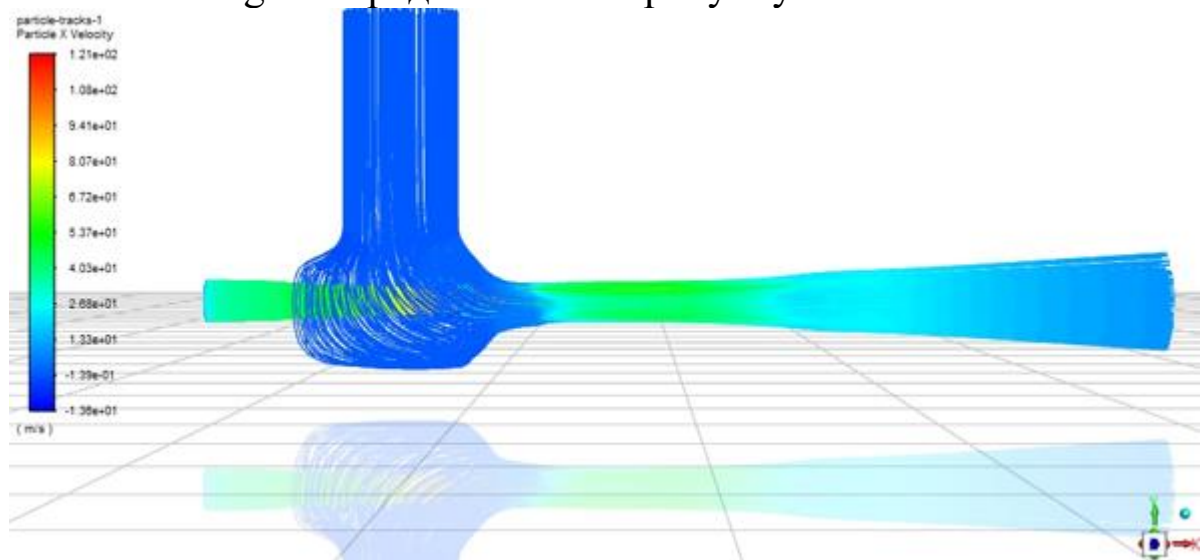


Рисунок 3.31 – Аналіз траєкторій та швидкості руху частинок

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 моделювання проходило з використанням програмного модуля Results, який дозволяє графічно відобразити результати 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 вектора, на величину, пропорційну значенню деформації геометрії в кожній точці поверхні (рисунок 3.32).

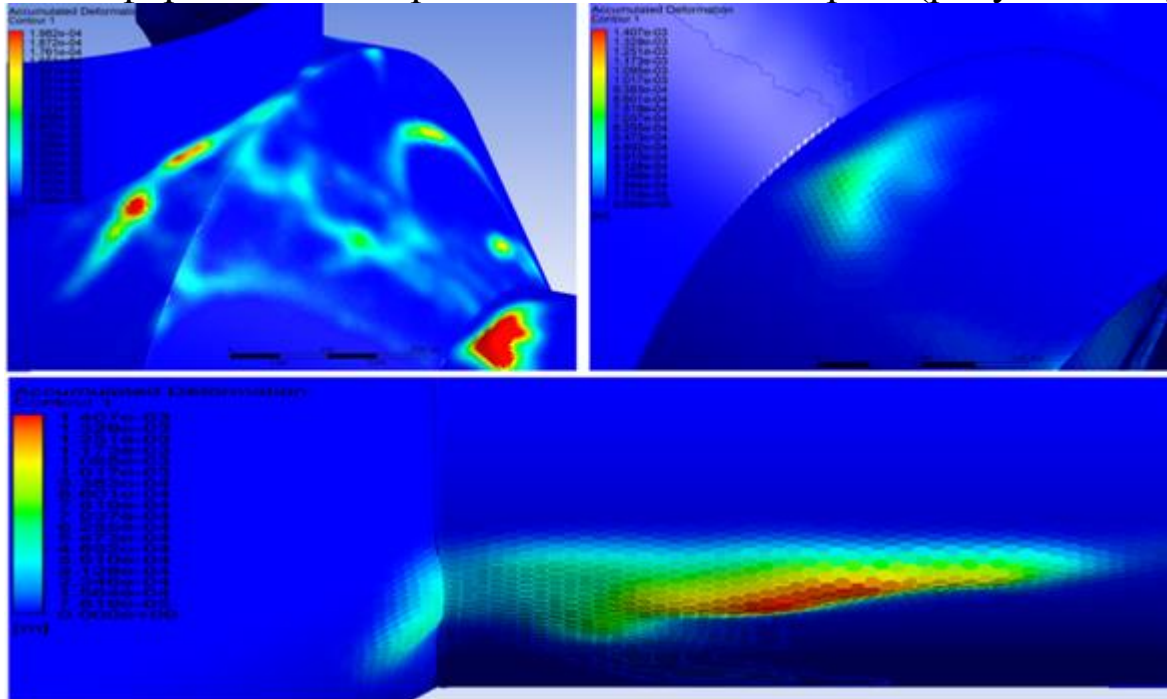


Рисунок 3.32 – Деформація геометрії камери об'єднання потоків внаслідок ерозійного впливу

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 робочої насадки змінений під впливом ерозійного зношування (рисунок 3.33).

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.

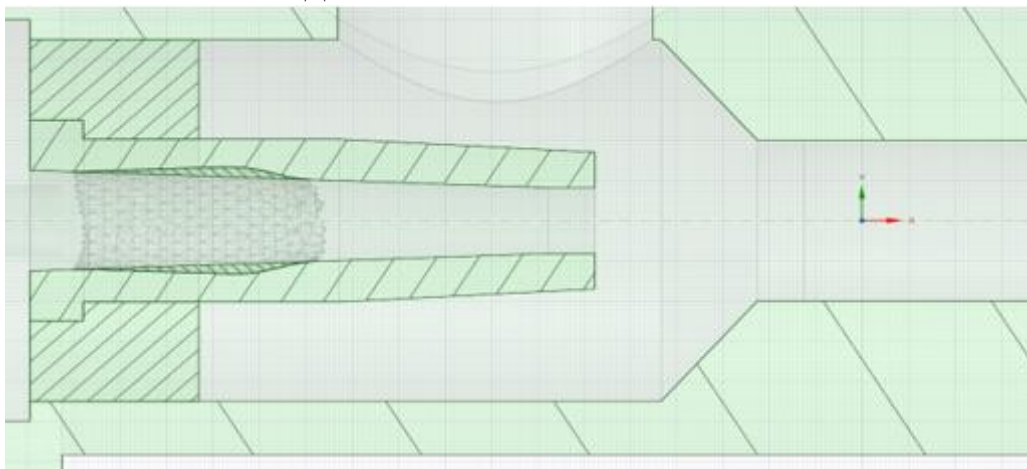


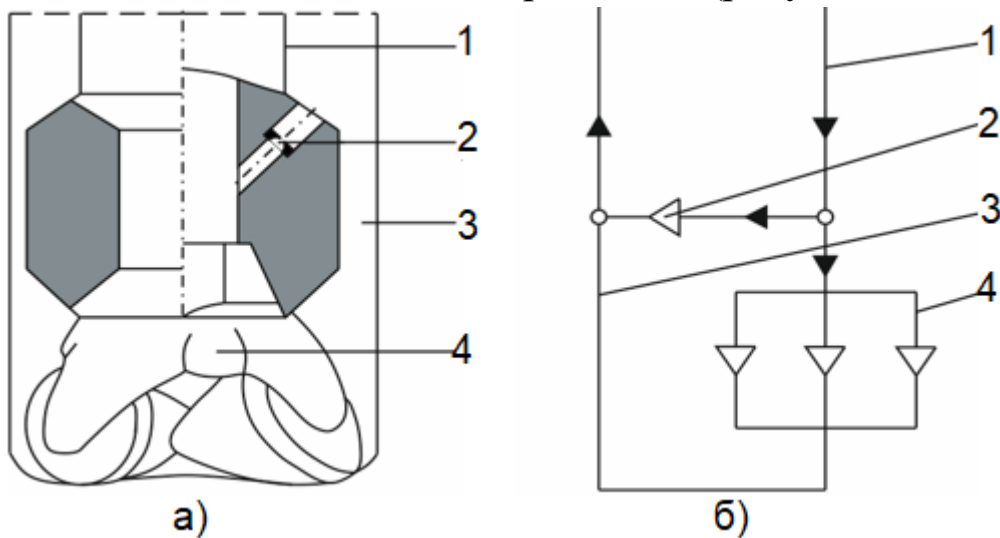
Рисунок 3.33 – Здеформований профіль робочої насадки виконаний в редакторі Space Claim

## 4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАДДОЛОТНИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

### 4.1 Визначення характеристик наддолотної вихрової ежекційної системи

В процесі моделювання досліджувався робочий процес вихрового ежекційного наддолотного пристрою, призначеного для первинного розкриття нафтогазоносних горизонтів.

При експлуатації наддолотних вихрових пристроїв частина промивної рідини подається на вихрову насадку, створюючи в кільцевому просторі над долотом область низького тиску, а частина надходить на промивні насадки долота і вибій свердловини (рисунок 4.1).



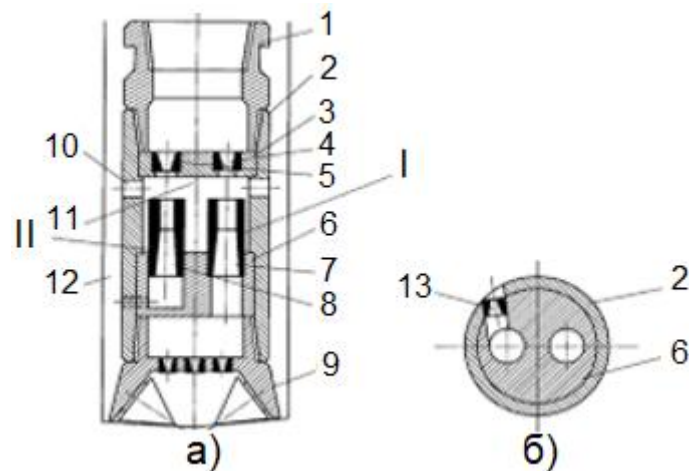
1 – бурильна колона; 2 – вихрова насадка; 3 – міжтрубний простір;  
4 – промивні насадки долота

Рисунок 4.1 – Вихровий наддолотний пристрій: принципова (а) та гідравлічна (б) схема

Зменшення витрати промивної рідини на вибої внаслідок подачі її частини на вихрову насадку знижує ефективність видалення вибуреної породи, призводить до її повторного подрібнення, скорочення довговічності долота та швидкості проходження.

Спільне вихрове ежекційне наддолотне компонування, що забезпечує створення вихрової зони в наддолотній області без зниження витрати промивної рідини на вибої, показане на рисунку 4.2. Пристрій складається (рисунок 4.2) з розміщеного в нижній частині колони бурильних труб верхнього перехідника 1, наддолотного перехідника 2, в якому розміщені верхня основа 3 з робочими насадками 4, 5 і нижня

основа 6 з камерами змішування та дифузорами 7, 8. Робоча насадка 4 і камера змішування з дифузором 7 утворюють струминний насос I, а робоча насадка 5 та камера змішування з дифузором 8 – струминний насос II.



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 4.2 – Конструкція пристрою для буріння (а) та вихрової насадки (б)

У нижній частині наддолотного перехідника 2 розміщено долото 9. Наддолотний перехідник 2 містить радіальні отвори 10, що з'єднують приймальну камеру 11 струминних насосів I, II з каналом затрубного простору 12. Робочі насадки 4, 5 струминних насосів I, II сполучаються з порожниною верхнього перехідника I та 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. Вісь вихрової насадки 13 зміщена щодо осі симетрії пристрою та осі свердловини. Камера змішування з дифузором 8 струминного насоса II має менший діаметр порівняно з камерою змішування з дифузором 7 струминного насоса I. Співвідношення діаметрів камери змішування і робочої насадки визначає величину напору, створюваного ежекційною системою: струминний насос I є низьконапірним, а струминний насос II – високонапірним.

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

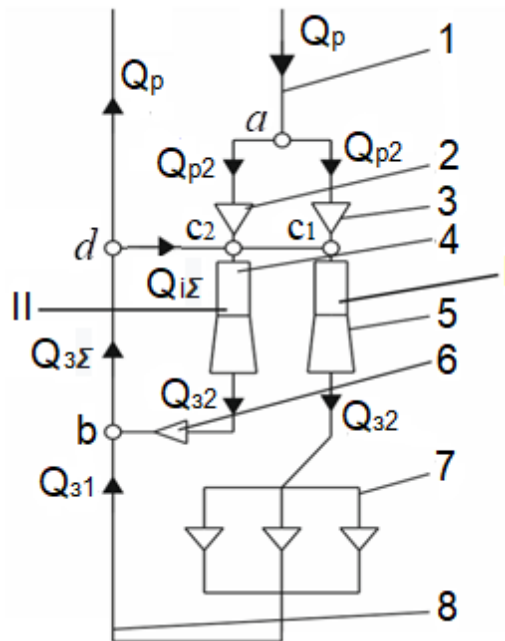
камеру 11, камеру змішування з дифуззором 7 низьконапірного струминного насоса I, промивні насадки долота 9 і виходить в канал затрубного простору 12 і наддолотний простір, а частина – проходить робочу насадку 5 струминного насоса II, вихрову насадку 13 і виходить у затрубний простір 12. У затрубному просторі 12 відбувається з'єднання потоків, які виходять з дифузорів 7, 8 струминних насосів I, II. У каналі затрубного простору 12 на рівні входу в радіальні канали 10 відбувається розподіл сумарного потоку. Частина потоку з витратою  $Q_p$  рухається у висхідному напрямку по каналу затрубного простору 12 до гирла свердловини, а частина з витратою  $Q_{i\Sigma}$  формує сумарний інжектований потік струминних насосів I, II і надходить у приймальну камеру 11. Рух інжектowanego потоку викликаний створенням в приймальній камері області низького тиску внаслідок високої швидкості витікання промивної рідини з насадок 4, 5. Внаслідок зміщення осі вихрової насадки 13 в привибійній зоні свердловини утворюється вихрова течія, яка є причиною виникнення області низького тиску на вибої.

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 спрямовування частини загального потоку з витратою  $Q_p$  на робочу насадку 5 струминного насоса II. Високонапірний струминний насос II збільшує витрату промивної рідини, яка прямує на вихрову насадку 13, в результаті 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 інжекції. Виконання струминного насоса II високонапірним дозволяє при роботі в умовах менших значень коефіцієнта інжекції зберегти оптимальний режим експлуатації та необхідне значення загального коефіцієнта корисної дії ежекційної системи. Підвищення витрати та зниження тиску на вибої викликає зростання ефективності буріння нафтових та газових свердловин.

Гідравлічна система пристрою представлена системою замкнених контурів привибійної циркуляції промивального розчину (рисунк 4.3):  $ac_1bc_2a$ ,  $c_2bdc_2$ . У точці «a» відбувається поділ потоку



промивальної рідини з витратою  $Q_p$ , який подається в свердловину буровим насосом:  $Q_p = Q_{p1} + Q_{p2}$ .



- 1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – робоча насадка високонапірного струминного насоса; 3 – робоча насадка низьконапірного струминного насоса; 4 – камера змішування з дифузорець високонапірного струминного насоса; 5 – камера змішування з дифузорець низьконапірного струминного насоса; 6 – вихрова насадка; 7 – насадки промивальної системи долота; 8 – гідравлічний канал затрубного простору

Рисунок 4.3 – Гідравлічна схема пристрою для буріння свердловин

Потік промивального розчину з витратою  $Q_{p1}$  спрямовується на низьконапірний струминний насос I, а потік промивального розчину з витратою  $Q_{p2}$  – на високонапірний струминний насос II. Змішаний потік, створюваний 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  $Q_{3\Sigma} = Q_{31} + Q_{32}$  і сумарний змішаний потік з витратою  $Q_{3\Sigma}$  рухається кільцевим каналом  $bd$ .

У точці «d» відбувається поділ сумарного змішаного потоку:  $Q_{3\Sigma} = Q_{i\Sigma} + Q_p$ . Частина потоку з витратою  $Q_p$  каналом затрубного

простору рухається у висхідному напрямку, а частина з витратою  $Q_{i\Sigma}$  формує сумарний інжектований потік  $Q_{i\Sigma} = Q_{i1} + Q_{i2}$  (рисунок 4.3).

В процесі аналізу розподілу потоків у привибійних контурах циркуляції промивального розчину вважаємо, що поглинання та флюїдопрояви у свердловині відсутні.

Аналітичне визначення величини 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  $ac_1bc_2a$  використовуємо метод електрогідродинамічних аналогій, відповідно до якого складаємо рівняння балансу витрат (4.1) для вузлової точки «а» і рівняння балансу витрат тиску (4.2) у паралельних ланках  $ac_1b$  і  $ac_2b$ .

$$\sum Q_a = 0 \text{ або } Q_p = Q_{p1} + Q_{p2}; \quad (4.1)$$

$$\sum \Delta P(ac_1bc_2a) = 0 \text{ або } \sum \Delta P(ac_1b) = \sum \Delta P(ac_2b), \quad (4.2)$$

де  $\sum \Delta P(ac_1bc_2a)$  – втрати тиску в замкненому контурі  $ac_1bc_2a$ ;

$\sum \Delta P(ac_1b), \sum \Delta P(ac_2b)$  – втрати 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.

Зниження 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 зниження тиску у вихровому полі може бути отримано у вигляді

$$\Delta P_0 = \frac{\rho V^2}{2} \left( 1 - \frac{r_0}{r_c} \right), \quad (4.3)$$

де  $V$  – лінійна швидкість вихрового потоку густиною  $\rho$  на стінці свердловини;

$r_c, r_0$  – радіуси відповідно свердловини та точки у вихровому полі для якої визначається зниження 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. Для побудови представленої на рисунку 4.4 геометричної моделі використано продукт компанії SolidWorks Corporation-Solidworks, який є програмним комплексом, спрямованим на автоматизацію конструкторської та технологічної підготовки виробництва виробів підвищеної складності.

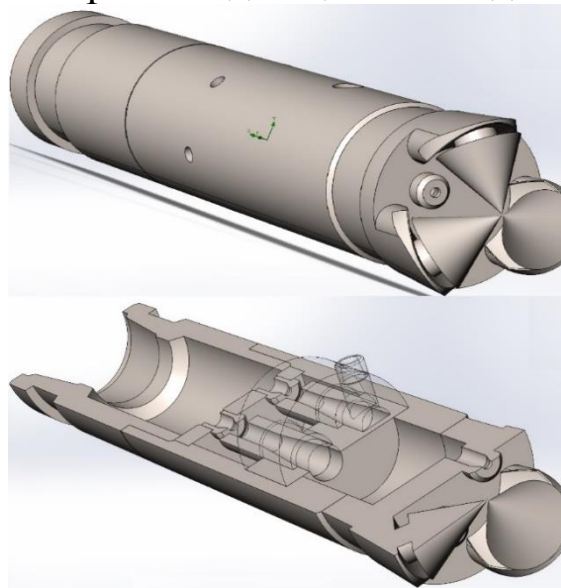


Рисунок 4.4 – Тривимірна модель пристрою для буріння свердловин, розроблена на основі програмного комплексу Solidworks

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.

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 4.5).

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.

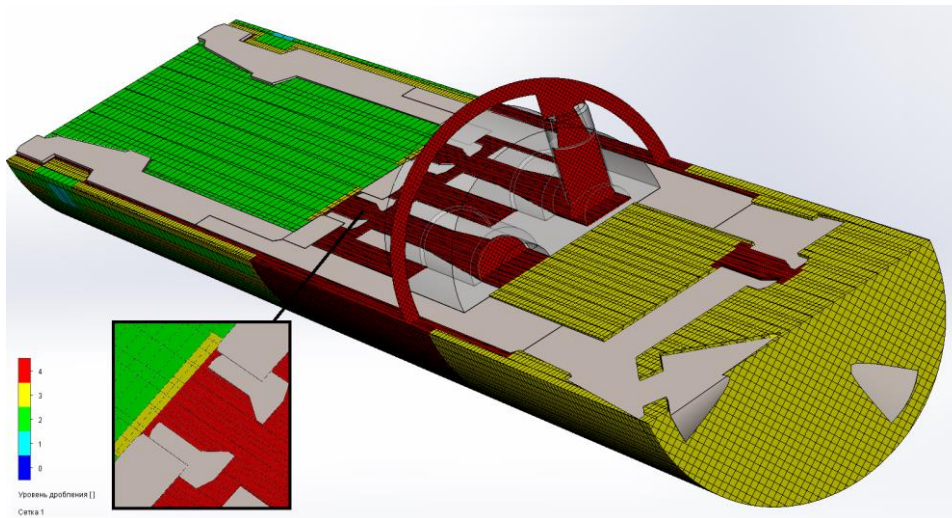


Рисунок 4.5 – Сіткова модель ежекційної системи

Завдання граничних умов здійснювалось за допомогою вбудованого менеджера рішень модуля Flow Simulation – «Майстер проекту» з вибором наступних граничних умов:

- система одиниць виміру: SI;
- тип завдання: "Внутрішнє". Додатково обрано параметр, що виключає з розрахунку області, які не містять рідини;
- тип фізичної моделі: «Протікання рідини/газу» з додатковим урахуванням впливу гравітаційної складової;
- поточним середовищем моделі вибрано рідину з характеристиками промивного розчину та густиною  $1200 \text{ кг/м}^3$ ;
- характеристика течії: ламінарний та турбулентний режим з моделлю турбулентності k-omega (k- $\omega$ ), що використовується для замикання усереднених значень гідродинамічних параметрів рівнянь Рейнольдса та Нав'є-Стокса (RANS-рівняння).

Робота моделі передбачає облік турбулентності шляхом диференціювання двох рівнянь у часткових похідних із двома змінними k та  $\omega$ , де першою змінною є кінетична енергія турбулентності (k), а другою ( $\omega$ ) – питома швидкість дисипації кінетичної енергії k-турбулентності у внутрішню теплову енергію.

Граничними умовами для представленої моделі вибрано тиск на виході з кільцевого простору (МПа) та масову витрату робочого потоку (кг/с) на вході в ежекційну систему.

За результатами проведеного імітаційного моделювання отримано діаграми розподілу кінематичних та динамічних параметрів в гідравлічній системі наддолотного пристрою (рисунок 4.6). Аналіз наведених на рисунку 4.6 діаграм демонструє зниження тиску на виході з

вихрової насадки і в кільцевій області, що примикає до неї. Діаметр вихрової насадки змінювався в діапазоні від  $d_g=14$  мм до  $d_g=20$  мм.

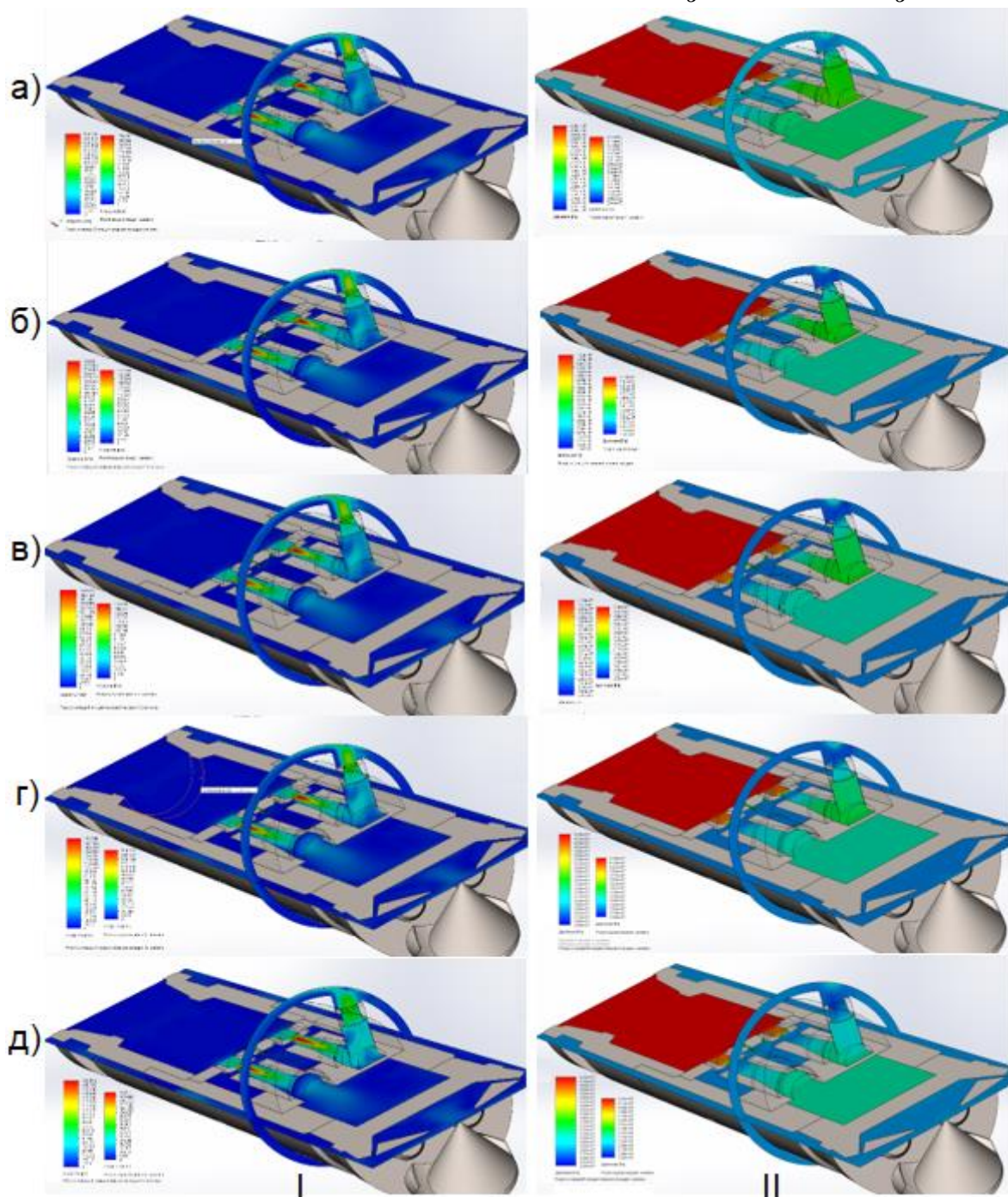


Рисунок 4.6 – Діаграма розподілу швидкостей (I) та тисків (II) в над-долотній ежекційній системі для різних діаметрів вихрової насадки: а)  $d_g=14$  мм; б)  $d_g=14,5$  мм; в)  $d_g=15$  мм; г)  $d_g=16$  мм; д)  $d_g=20$  мм

Наведений на рисунку 4.6 розподіл кінематичних та гідродинамічних параметрів надалі використано для визначення витрат та тисків у характерних перерізах елементів ежекційної системи. Значення швидкостей потоків змінювались в діапазоні від 0 до 154,511 м/с, а тисків – від 24,4 МПа до 42,4 МПа. На рисунку 4.7 діаграми розподілу

швидкостей та тисків в наддолотній ежекційній для вихрової насадки діаметром  $d_g=14$  мм наведені у збільшеному масштабі.

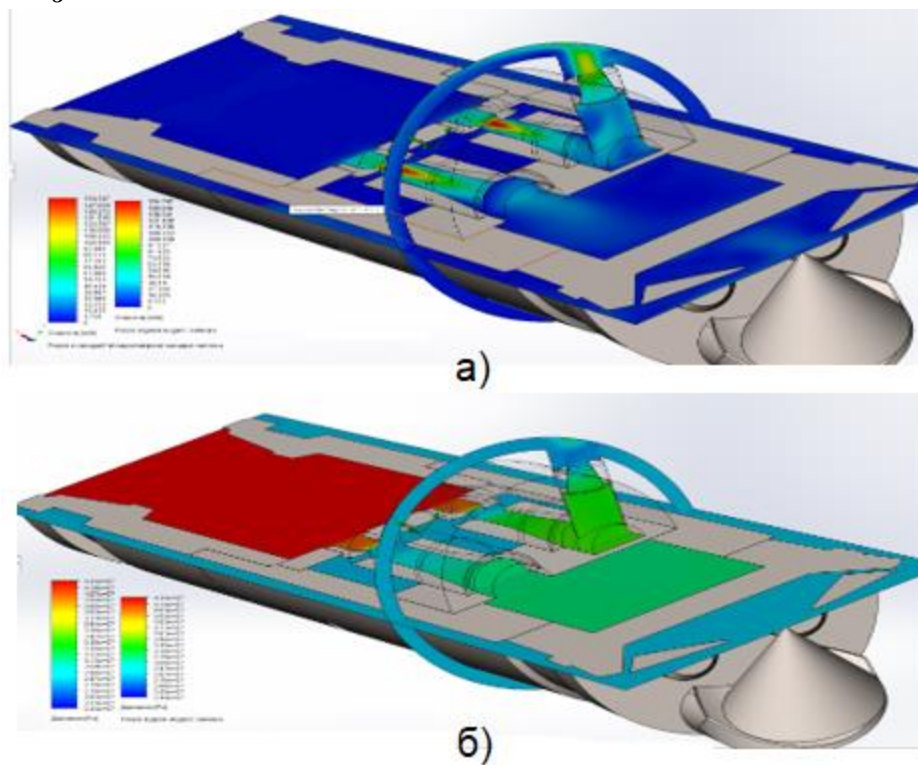


Рисунок 4.7 – Діаграма розподілу швидкостей (а) та тисків (б) в наддолотній ежекційній системі при використанні вихрової насадки діаметром 14 мм

На рисунку 4.8 наведено розподіл тисків вздовж вихрової насадки та в затрубному просторі в області виходу потоку в міжтрубний простір.

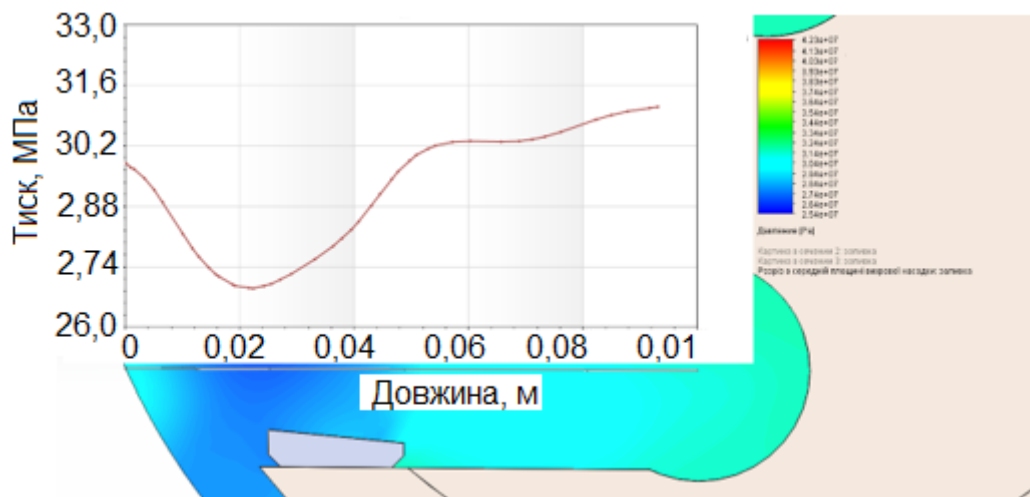
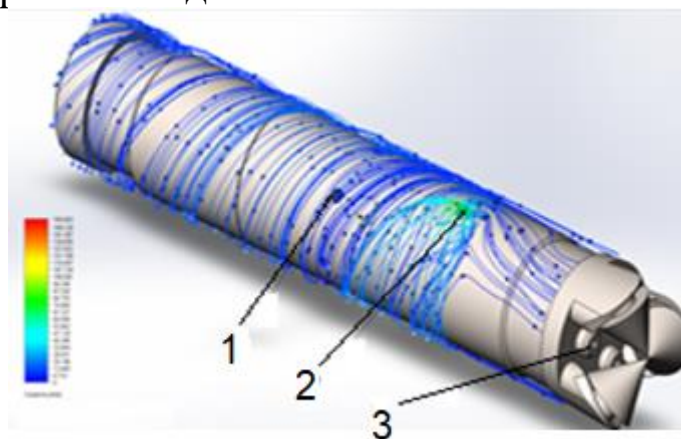


Рисунок 4.8 – Зміна тиску вздовж вихрової насадки діаметром 20 мм та в затрубному просторі

Величина тиску та стінці свердловини становить 29,8 МПа, а мінімальне значення тиску в міжтрубному просторі – 26,8 МПа. Таким чином, величина зниження тиску у вихровому полі становить 10,1 %.

Характер розташування ліній течії на зовнішній поверхні наддолотної ежекційної системи (рисунок 4.9) 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 4.9 – Траєкторії ліній течії на поверхні ежекційної системи

Максимальна інтенсивність циркуляційних течій спостерігається між рівнями розташування вихрової насадки та всмоктувальних отворів струминних насосів. Циркуляційні течії меншої інтенсивності зберігаються по всій довжині корпусу пристрою вище рівня розміщення всмоктувальних отворів струминних насосів. Лінії течії, що виходять з промивальних насадок долота, при досягненні рівня розташування вихрової насадки змінюють напрямок руху і приєднуються до вихрової течії.

Отримані в процесі моделювання значення витрат і тисків представлені у вигляді безрозмірних співвідношень, які, зазвичай, використовуються при аналізі робочого процесу струминного насоса (рисунок 4.10). Режим роботи струминних насосів змінювався регулюванням діаметра вихрової насадки в діапазоні від 0,01 до 0,02 м. Зміна діаметра вихрової насадки призводить до перерозподілу витрат і тисків в наддолотній ежекційній системі. При використанні вихрової насадки діаметром  $d=0,01$  м та  $d=0,014$  м струминний насос II працює в режимі від'ємних коефіцієнтів інжекції. При збільшенні діаметра вихрової насадки до  $d=0,0145$  м і вище струминний насос II експлуатується в режимі позитивних значень коефіцієнта інжекції.

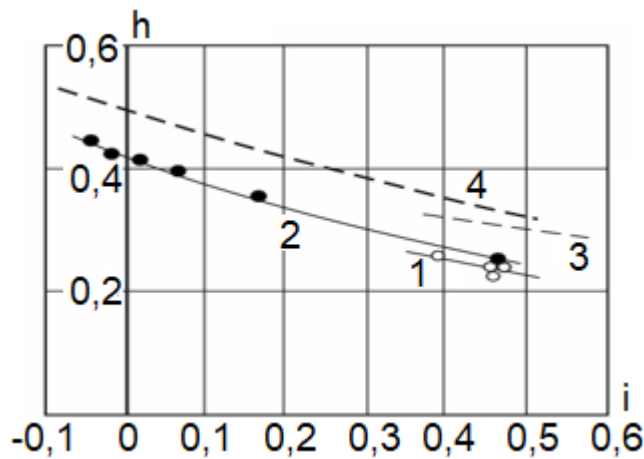


Рисунок 4.10 – Напірна характеристика ежекційної системи, отримана з використанням методу скінченних елементів (1, 2) та класичної методики (3, 4): 1, 3 – низьконапірний струминний насос, 2, 4 – високонапірний струминний насос

Криві 3, 4 на рисунку 4.10 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 зниження тиску  $\Delta P$ , що генерується вихровою областю, порівняно з тиском у затрубному просторі вище рівня розміщення пристрою (рисунок 4.11).

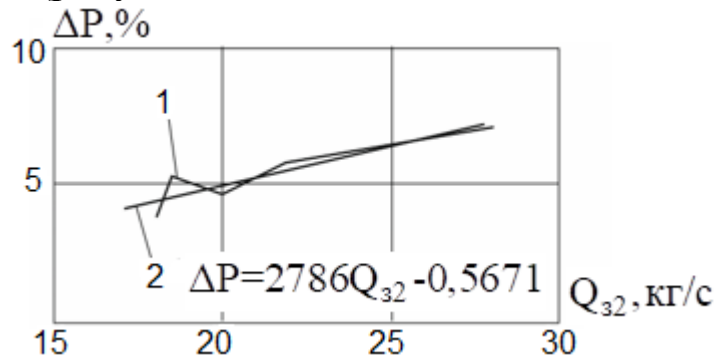


Рисунок 4.11 – Зниження тиску у вихровій області: 1 – розрахункові значення; 2 – апроксимовані значення

Отримані значення зниження тиску апроксимуються лінійною залежністю (коефіцієнт кореляції дорівнює  $r^2 = 0,9095$ ).

Немонотонний характер, показаної на рисунку 4.11 розрахункової залежності пов'язаний з впливом на величину швидкості  $V$ , що входить в рівняння (4.3), діаметра робочої насадки та витрати робочого потоку. Існування двох зустрічних процесів забезпечує



стрибокподібну зміну величини зниження тиску за збереження тенденції до її зростання.

Значення витрат та тисків в елементах вихрової ежекційної системи, отримані за результатами комп'ютерного моделювання, представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення витрат та тисків в елементах вихрової ежекційної системи

Параметр	Діаметр вихрової насадки, мм					
	10	14	14,5	15	16	20
$Q_{p1}$ , кг/с	19,018	19,01	19,008	19,008	19,007	19,0
$Q_{p2}$ , кг/с	18,98	18,987	18,989	18,989	18,99	19,00
$Q_{31}$ , кг/с	26,346	27,89	27,94	27,9	27,93	27,69
$Q_{32}$ , кг/с	18,0	18,443	19,283	20,026	21,93	27,61
$Q_{3\Sigma}$ , кг/с	44,274	46,264	47,166	47,867	49,798	55,204
$Q_{i\Sigma}$ , кг/с	6,274	8,264	9,166	9,867	11,798	17,204
$Q_{i1}$ , кг/с	7,328	8,88	8,932	8,892	8,923	8,69
$Q_{i2}$ , кг/с	-0,982 -1,054	-0,544 -0,616	0,293 0,233	1,038 0,975	2,94 2,875	8,61 8,514
$P_{p1} = P_{p2}$ , МПа	42,3	42,4	42,4	42,4	42,4	42,4
$P_{31}$ , МПа	31,9	31,7	31,7	31,7	31,7	31,6
$P_{32}$ , МПа	34,5	34,3	34,1	33,9	33,3	31,8
$P_{i1} = P_{i2}$ , МПа	28,29	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3
$P_{затр.пр.}$ , МПа	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3
$P_{min}$ , МПа	27,2	26,8	26,9	27,0	26,7	26,3
$\Delta P_{max}$ , МПа	1,1	1,5	1,4	1,3	1,6	2,0
$h_1$	0,258	0,241	0,241	0,241	0,241	0,234
$h_2$	0,443	0,426	0,411	0,397	0,355	0,248
$i_1$	0,385	0,467	0,47	0,468	0,469	0,457
$i_2$	-0,054	-0,029	0,015	0,055	0,155	0,453

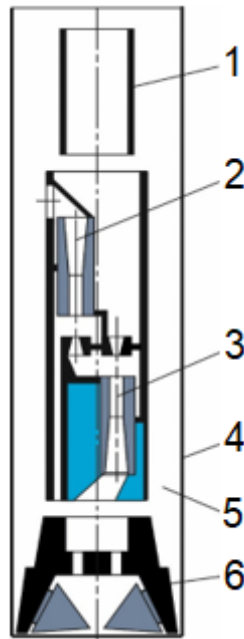
При використанні в конструкції прототипу (рисунок 4.1) вихрової насадки і промивальних насадок долота одного діаметра 75 % промивальної рідини, що нагнітається буровим насосом, подається на вибій

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 зниження 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.

#### 4.2 Дослідження робочого процесу наддолотної двоконтурної свердловинної ежекційної системи

В процесі аналізу гідравлічних зв'язків елементів свердловинної двоконтурної ежекційної системи на основі імітаційного моделювання її робочого процесу визначений вплив величини робочої витрати на характеристику струминного насоса [40].

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 4.12).



1 – бурильна колона; 2 – допоміжний струминний насос; 3 – основний струминний насос; 4 – стінка свердловини; 5 – затрубний простір;  
6 – долото

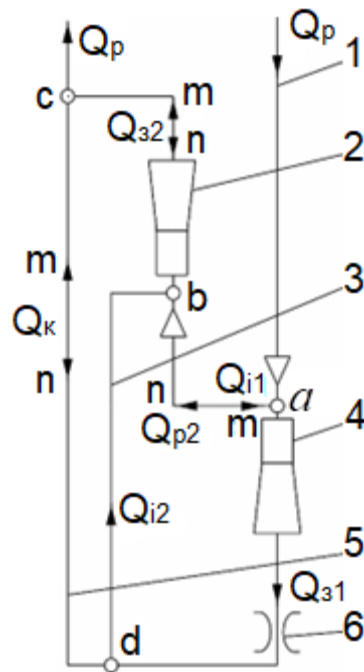
Рисунок 4.12 – Принципова схема свердловинної двоконтурної ежекційної системи

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 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. 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 дифузором 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 дифузором основного струминного насоса 3, промивальну систему долота та виходить в наддолотний простір, а частина надходить на сопло допоміжного струминного насоса 2, проходить його камеру змішування з дифузором 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.

Відповідно до гідравлічної схеми ежекційної системи (рисунки 4.13) 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  $Q_{i1}$ , який всмоктується основним струминним насосом 4.



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 4.13 – Гідравлічна схема ежекційної системи

Напрямок руху рідини «m» на схемі відповідає роботі в режимі всмоктування основного насоса 4, а напрям руху потоків «n» – 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 «c» 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 4.14 наведена геометрична модель свердловинної ежекційної системи, побудована з використанням програмного комплексу Inventor (Autodesk).

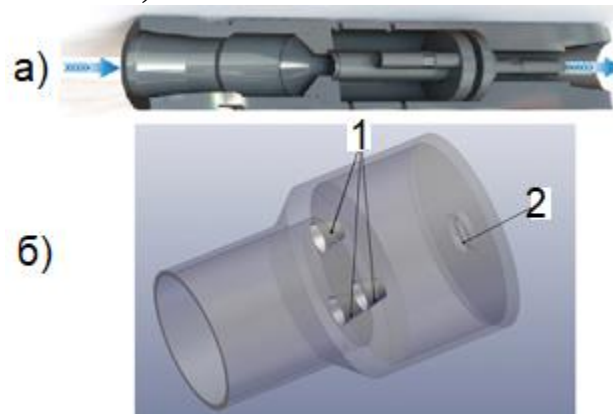


Рисунок 4.14 – Геометрична модель свердловинної ежекційної системи (а) та промивальної системи долота (б): 1 – промивальні насадки долота; 2 – еквівалентна діафрагма

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 (рисунок 4.15).

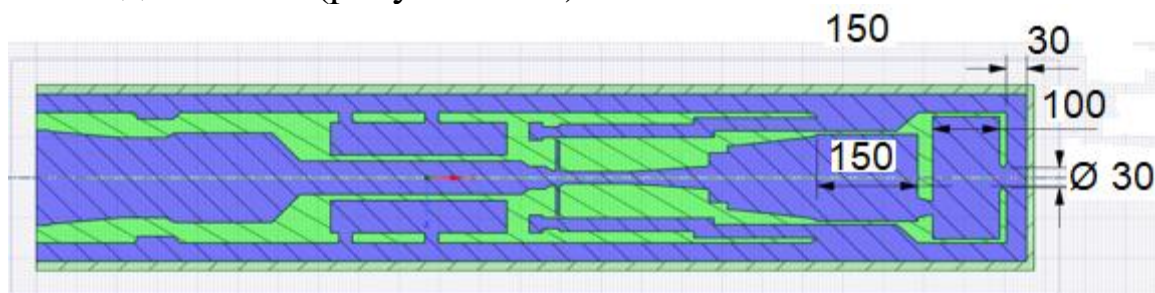


Рисунок 4.15 – Геометричні розміри еквівалентної діафрагми

Зміна прохідного отвору еквівалентної діафрагми відповідає змін сумарної площі отворів між шарошками внаслідок їх зашламування.

Характеристика гідравлічної системи струминного насоса визначається рівняннями

$$h_1 = f(i_1) = \frac{P_{з1} - P_{i1}}{P_{p1} - P_{i1}} = \frac{\Delta P_b + \Delta P_d + \Delta P_{n2}}{\Delta P_{n1} + \Delta P_b + \Delta P_d + \Delta P_{n2}}; \quad (4.4)$$

$$h_2 = f(i_2) = \frac{P_{з2} - P_{i2}}{P_{p2} - P_{i2}} = \frac{\Delta P_k}{\Delta P_{n2} + \Delta P_k}, \quad (4.5)$$

де  $h_1$ ,  $h_2$  – відносний напір, створюваний, відповідно основним та допоміжним струминним насосом;

$i_1, i_2$  – коефіцієнти інжекції основного та допоміжного струминного насоса;

$P_{31}, P_{32}$  – значення тисків змішаного потоку для основного та допоміжного струминного насоса;

$P_{i1}, P_{i2}$  – значення тисків інжектваного потоку для основного та допоміжного струминного насоса;

$P_{p1}, P_{p2}$  – значення тисків робочого потоку для основного та допоміжного струминного насоса;

$\Delta P_b, \Delta P_d, \Delta P_{n1}, \Delta P_{n2}, \Delta P_k$  – гідравлічні втрати в промивальній системі долота, еквівалентній діафрагмі, насадках основного і допоміжного струминних насосів та в кільцевому каналі на ділянці  $cd$  (рисунок 4.13).

Тиск змішаного потоку визначається на виході з дифузора, тиск робочого потоку – перед робочою насадкою, а тиск інжектваного потоку – перед приймальною камерою струминного насоса. Коефіцієнт інжекції струминного насоса характеризує співвідношення витрат інжектваного та робочого потоків.

В процесі 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.

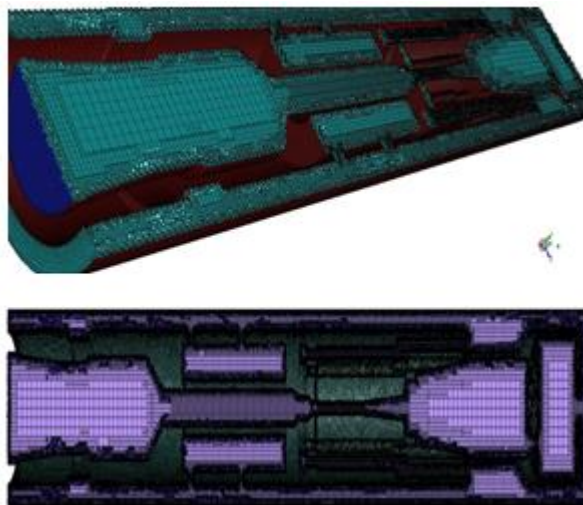


Рисунок 4.16 – Сітка скінченних елементів моделі

Для прискорення процесу побудови сіткової моделі застосовувалась топологія Ansys Fluent Mosaic Meshing. На рисунку 4.16 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 (рисунок 4.16).

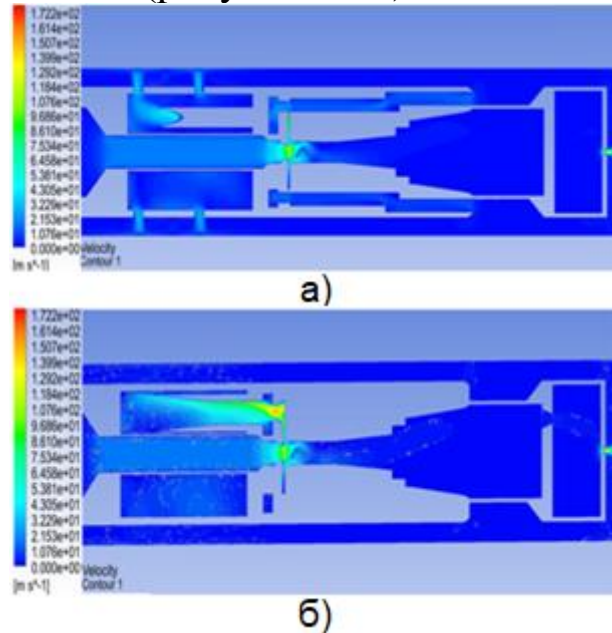


Рисунок 4.17 – Розподіл швидкостей в проточній частині основного (а) та допоміжного (б) струминного насоса

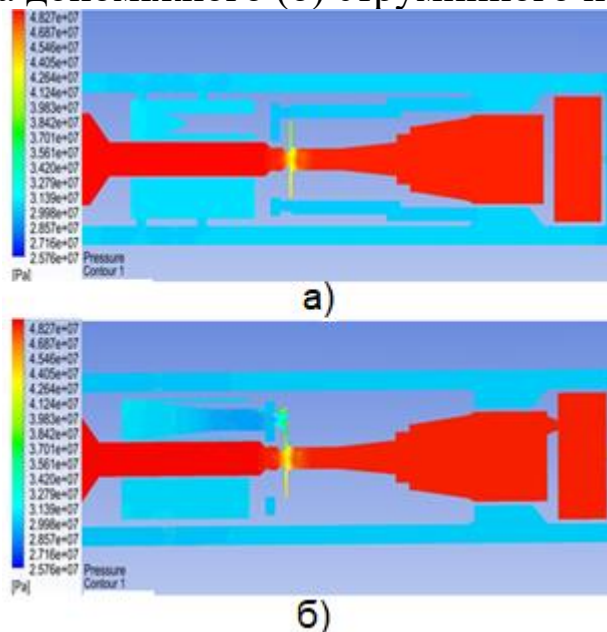


Рисунок 4.18 – Розподіл тисків в проточній частині основного (а) та допоміжного (б) струминного насоса

На рисунках 4.17, 4.18 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.

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 4.19).

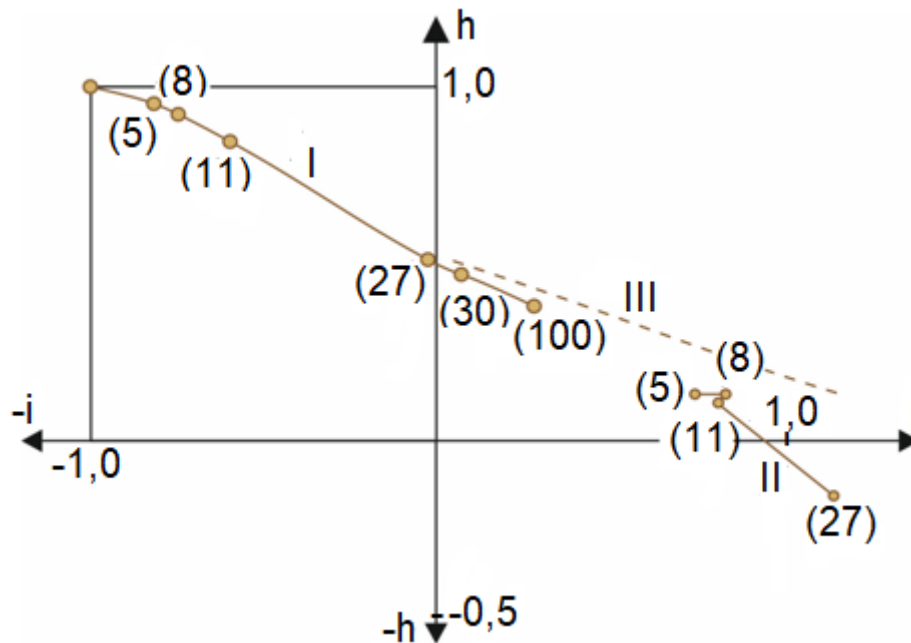


Рисунок 4.19 – Залежність відносного напору від величини коефіцієнта інжекції: I – основний струминний насос; II – допоміжний струминний насос; III – теоретична характеристика за базовою методикою

Робота струминного насоса в режимі всмоктування може бути класифікована як робочий режим гідромашини.

Цифри в дужках на рисунку 4.19 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  $30 \times 10^{-3}$  м та  $100 \times 10^{-3}$  м (крива I) характеризують роботу основного (нагнітального) струминного насоса в режимі всмоктування, а точки, які відповідають діаметрам діафрагми  $5 \times 10^{-3}$  м;  $8 \times 10^{-3}$  м;  $11 \times 10^{-3}$  м та  $27 \times 10^{-3}$  м визначають



його роботу в режимі від’ємних значень коефіцієнта інжекції (зворотний режим роботи ежекційної системи).

Отримані в процесі моделювання робочого процесу двоконтурної ежекційної системи значення гідродинамічних параметрів узагальнені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення витрат та тисків в характерних перерізах ежекційної системи

Параметр	Діаметр еквівалентної діафрагми $d_d \times 10^3$ , м					
	5	8	11	27	30	100
$Q_{p1} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	28,655	27,48	27,49	27,54	27,84	27,54
$Q_{31} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	4,67	6,0	10,436	27,4	30,13	36,23
$Q_{i1} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	23,588 (n)	20,54 (n)	16,72 (n)	0,53 (n)	2,1 (m)	7,98 (m)
$Q_{\kappa} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	16,918 (n)	10,44 (n)	3,17 (n)	24,76 (m)	26,338 (m)	28,9 (m)
$P_{p1}$ , МПа	48,97	45,27	42,53	36,4	36,29	35,55
$P_{31}$ , МПа	48,36	44,46	41,075	33,35	33,04	31,647
$P_{e1}$ , МПа	33,88	32,95	32,151	30,218	30,14	29,195
$P_{\kappa}$ , МПа	30,21	30,218	30,218	30,21	30,211	30,215
$Q_{p2} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	23,588 (n)	20,54 (n)	16,72 (n)	0,53 (n)	2,1 (m)	7,98 (m)
$Q_{32} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	45,78 (n)	38,64 (n)	31,174 (n)	1,247 (n)	0,58 (m)	3,43 (m)
$Q_{i2} \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	21,03	17,295	13,52	0,609	1,5	4,724
$P_{p2}$ , МПа	33,88	32,95	32,151	30,218	30,14	29,195
$P_{32}$ , МПа	30,62	30,54	30,39	30,216	30,21	30,208
$P_{i2}$ , МПа	30,12	30,18	30,18	30,216	30,21	30,213

Примітка: літери «m», «n» в дужках відповідно до гідравлічної схеми (рисунок 4.13) визначають напрям руху потоків.

Остання розрахункова точка для основного струминного насоса (яка отримана для діаметра еквівалентної діафрагми  $5 \times 10^{-3}$  м, з’єднана з уявною граничною точкою характеристики. Для допоміжного (нагнітально-всмоктувального) струминного насоса (крива II) точки, що відповідають діаметрам еквівалентної діафрагми  $5 \times 10^{-3}$  м;  $8 \times 10^{-3}$  м;  $11 \times 10^{-3}$  м характеризують його роботу в режимі всмоктування. Остання

розрахункова точка для допоміжного струминного насоса (яка отримана для діаметра еквівалентної діафрагми  $27 \times 10^{-3}$  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 інжектваного потоку основного насоса  $Q_{i1}$  (яка еквівалентна робочій витраті допоміжного струминного насоса  $Q_{p2}$ ) від величини гідравлічних втрат  $\Delta P$  на зашламованому вибої (рисунок 4.20).

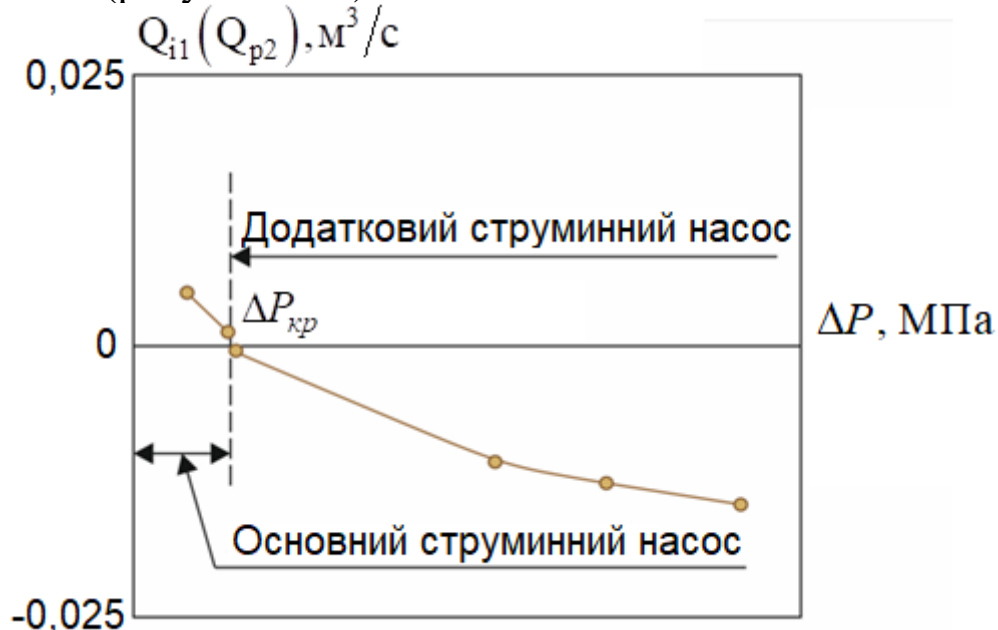


Рисунок 4.20 – Залежність витрати інжектваного потоку основного струминного насоса (або робочої витрати допоміжного насоса) від величини гідравлічних втрат на зашламованій ділянці вибою

Величина гідравлічних втрат на зашламованій ділянці вибою визначалась як різниця тиску змішаного потоку основного струминного насоса та тиску в кільцевому каналі свердловини (рисунок 4.13)

$$\Delta P_d = P_{з1} - P_k.$$

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  $\Delta P_{кр} = 3,039$  МПа. Тоді із врахуванням отриманих результатів значення гідравлічних втрат на вибої від  $\Delta P_d = 0$  до  $\Delta P_d = 3,039$  МПа відповідають роботі в режимі всмоктування основного струминного насоса, а значення гідравлічних втрат  $\Delta P_d > 3,039$  МПа – роботі в режимі всмоктування допоміжного струминного насоса.

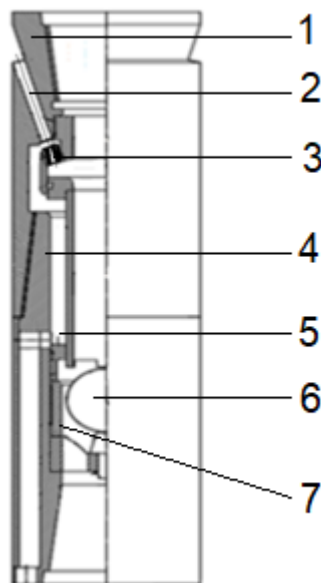
Проведені дослідження дозволили сформулювати наступні висновки:

- встановлені границі областей робочих режимів нагнітального та нагнітально-всмоктувального струминного насоса та умови автоматичної зміни (умови переходу) виду 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»).

#### **4.3 Дослідження робочого процесу віброежекційної наддолотної компоновки**

Основними елементами віброежекційної наддолотної компоновки є струминний насос та кульовий вібратор (рисунок 4.21). Під дією низхідного потоку промивального розчину відбуваються коливання кулі вібратора, які передаються на долото та сприяють підвищенню ефективності руйнування гірської породи. Струминний насос

встановлений паралельно кульовому вібратору та забезпечує підвищення ефективності видалення шламу з наддолотної області свердловини.



1 – верхній перехідник; 2 – камера змішування з дифузором струминного насоса; 3 – робоча насадка струминного насоса; 4 – нижній перехідник; 5 – шламові канали; 6 – куля вібратора; 7 – втулка вібратора

Рисунок 4.21 – Віброежекційна компоновка

Віброежекційна компоновка може використовуватись для первинного розкриття продуктивного горизонту та при бурінні в породах підвищеної міцності.

#### 4.3.1 Визначення гідродинамічних параметрів ежекційної системи

Враховуючи, що точність відтворення елементів конструкції впливає на достовірність отриманих при моделюванні результатів цифровий прототип віброежекційної системи побудований з використанням програми Autodesk Inventor (рисунок 4.22). Згаданий програмний комплекс дає змогу відтворити конструкцію вібраційної та ежекційної системи, перевірити можливість їх спільного компонування та сумістити окремі елементи. Для забезпечення фактичного гідравлічного опору елементів компоновки була побудована додаткова модель промивальної системи долота у вигляді трьох промивальних насадок породоруйнівного інструмента, які сполучаються з каналом підведення промивального розчину та з каналом міжтрубного простору. Дослідження характеру розподілу потоків в гідравлічній системі

компоновки вимагає аналізу співвідношень гідравлічних опорів всіх елементів віброежекційної компоновки.

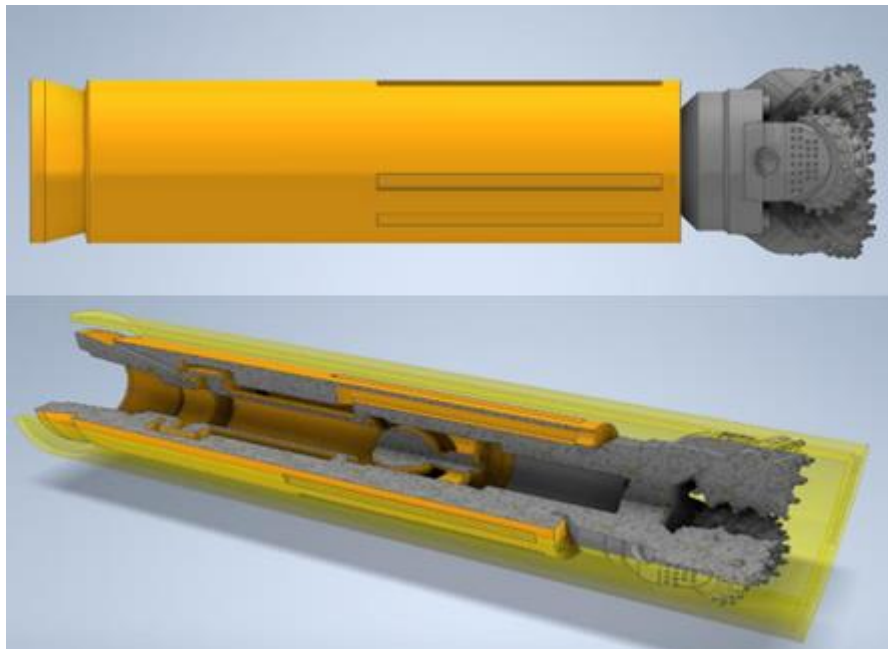


Рисунок 4.22 – Геометрична модель віброежекційної компоновки

Конструкція віброежекційної системи включає два струминних насоса з діаметрами робочих насадок  $d_p = 5$  мм, діаметр втулки каналу вібратора становить  $d_g = 80$  мм, діаметр кулі вібратора  $d_k = 76,2$  мм, густина промивального розчину  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, діаметр промивальних насадок долота  $d_d = 10$  мм. Проточна частина струминного насоса не містить дифузornoї частини. Граничні умови, прийняті на обмежувальних поверхнях, включають значення витрат та тисків в характерних перерізах віброежекційної системи (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 – Вихідні дані для моделювання робочого процесу віброежекційної системи

$Q_{вх}$ , м <sup>3</sup> /с	0,01	0,02	0,03	0,04
$P_p$ , МПа	25,456	28,653	33,06	39,376
$P_g, P_i, P_z$ , МПа	23,544			

В таблиці 4.3 позначено:  $Q_{вх}$  – витрата промивального розчину на вході в пристрій,  $P_p$  – тиск на вході в пристрій,  $P_g, P_i, P_z$  – значення тисків на вибої (на виході з пристрою), на вході в шламові канали над долотом (інжектований потік) та на виході з струминних насосів в міжтрубний простір (змішаний потік).

Зважаючи на те, що гідравлічна система віброежекційної компоновки утворює замкнений контур привибійної циркуляції

розрахунковий об'єм виділений за допомогою двох обмежувальних поверхонь проведених через центральний вхідний переріз надходження промивального розчину та через вихідний переріз міжтрубного простору. Вхідні отвори шламових каналів, які утворюють всмоктувальні лінії струминних насосів, знаходяться в межах виділеного розрахункового об'єму.

Сіткова модель створена з використанням програми SolidWorks (рисунок 4.23).

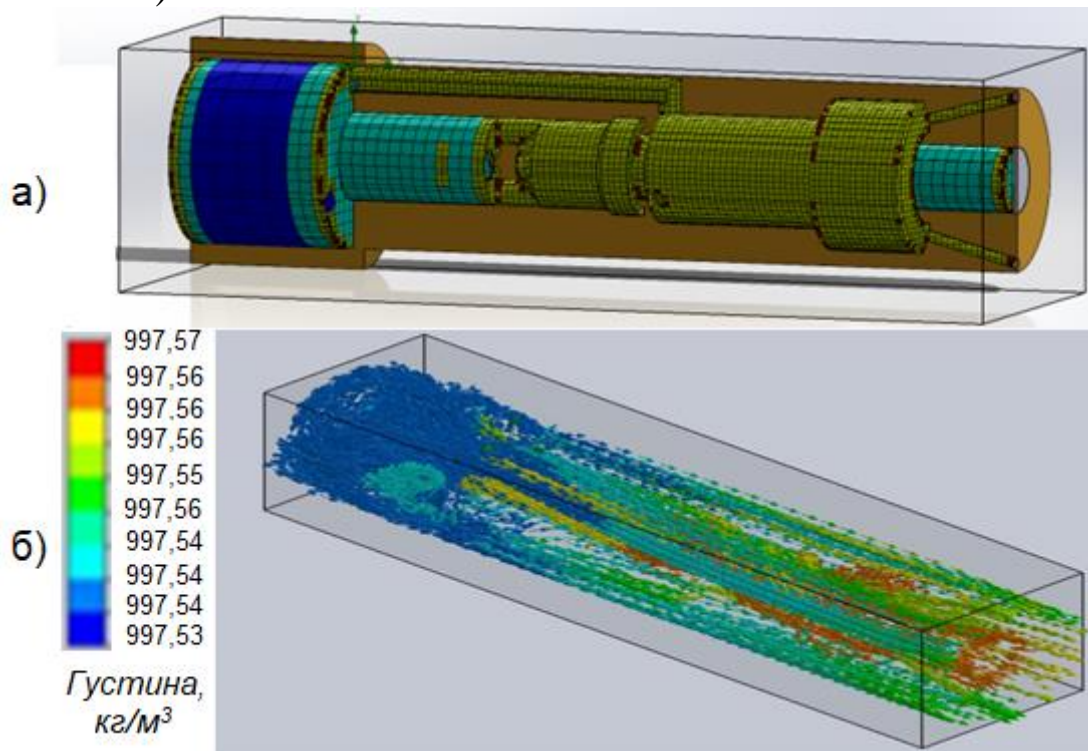


Рисунок 4.23 – Сіткова модель віброежекційної системи: а) поділ розрахункового об'єму на скінченні елементи; б) густина розміщення скінченних елементів

В місцях складної геометрії сітка скінченних елементів виконана більш щільною. Максимальна густина розміщення скінченних елементів відповідає пристінним областям центрального промивального каналу, а мінімальна – моделі долота.

Симуляція руху потоків в проточній частині віброежекційної системи проводилась з використанням програмного модуля Flow Simulation для чотирьох наведених в таблиці 4.3 значень робочого потоку. На рисунках 4.24, 4.25 наведені діаграми розподілу швидкостей та тисків в струминному насосі та в центральному промивальному каналі віброежекційної системи для мінімальної витрати робочого потоку. При проведенні розрахункових процедур використовувались значення масової витрати  $Q_{ex} = 10$  кг/с.

Значення тиску в гідравлічній системі струминного насоса змінювались в діапазоні від  $P_{\min} = 23,4$  МПа до  $P_{\max} = 24,0$  МПа (рисунок 4.24 а). Максимальне значення тиску в гідравлічній системі струминного насоса має місце в лінії підведення робочого потоку, оскільки в робочій насадці (внаслідок її малого діаметра) відбуваються значні гідравлічні втрати.

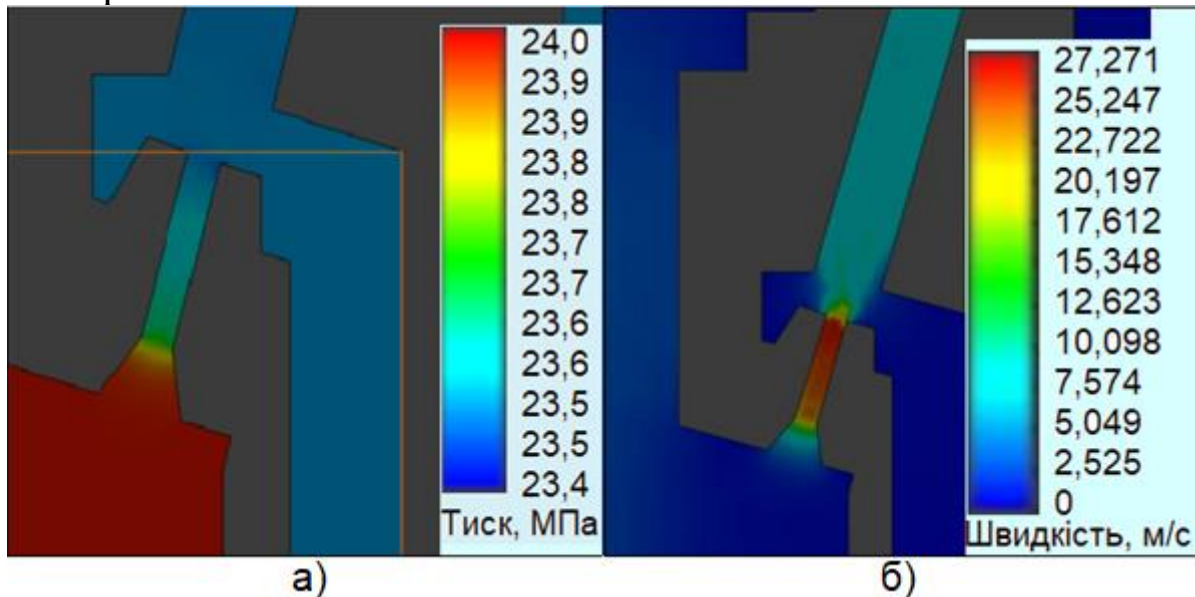


Рисунок 4.24 – Розподіл тисків (а) та швидкостей руху (б) змішуваних потоків в проточній частині струминного насоса

Мінімальне значення тиску відповідає області, розміщеній на виході з робочої насадки струминного насоса. Незначне зниження тиску відбувається на початковій ділянці каналу робочої насадки, що зумовлено її конічною формою. Зниження тиску продовжується уздовж всього каналу робочої насадки. В шламових каналах, які сполучаються з областю на виході з робочої насадки, зберігається низьке однорідне значення тиску, внаслідок чого виникають умови для підсмоктування інжектваного потоку з наддолотної області. Значення тиску в шламових каналах поступово зростає в напрямку до наддолотної області струминного насоса. Різниця між максимальним та мінімальним значенням тиску в гідравлічній системі струминного насоса становить  $\Delta P = 0,6$  МПа. Незначний напір створюваний струминним насос пояснюється відсутністю дифузора в його конструкції.

Швидкість потоку в гідравлічній системі струминного насоса змінюється в діапазоні від 0 до 27,271 м/с (рисунок 4.24 б). Максимальна швидкість потоку відповідає області розміщеній на виході потоку з робочої насадки. Розподіл швидкостей в камері змішування наближається до рівномірного. Мінімальна швидкість потоку має місце в

шламових каналах пристрою. Загалом характер розподілу тисків та швидкостей в гідравлічній системі струминного насоса узгоджується з загальноприйнятими особливостями його робочого процесу.

Розподіл тисків та швидкостей в центральному промивальному каналі віброежекційної системи узгоджується з основними поняттями гідродинаміки (рисунок 4.25).

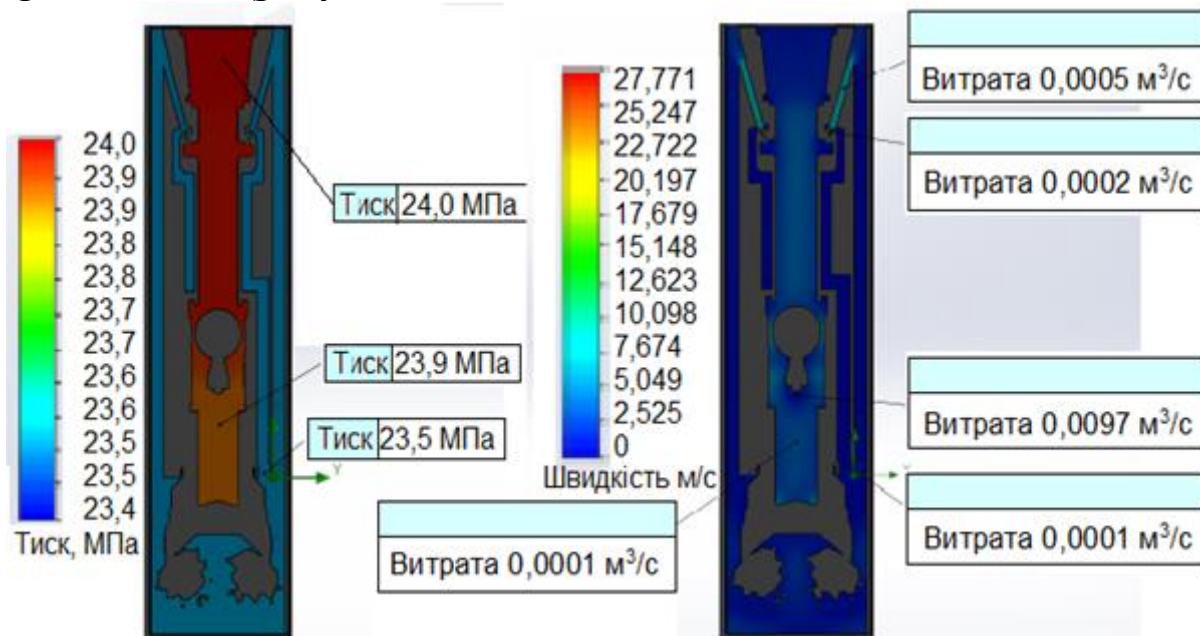


Рисунок 4.25 – Розподіл тисків (а) та швидкостей руху (б) потоків в центральному промивальному каналі віброежекційної системи

Тиск над кульовим вібратором (рисунок 4.25 а) перевищує величину тиску під вібратором на величину гідравлічних втрат в кільцевому зазорі між кулею вібратора і внутрішньою поверхнею конічної втулки. Гідравлічні втрати в проточній частині вібратора для заданої витрати промивального розчину не перевищують 0,1 МПа. Значення тиску під вібратором перевищують тиск в шламових каналах на величину гідравлічних втрат в промивальній системі долота і становлять 0,4 МПа. Мінімальний тиск встановлюється на вибої свердловини, в наддолотній області та в шламових каналах віброежекційної системи.

Розподіл швидкостей в центральному промивальному каналі віброежекційної системи визначається характером зміни площ перерізів в напрямку від входу в порожнину пристрою до вибою свердловини (рисунок 4.25 б) та значенням витрат в окремих елементах. Максимальна площа перерізу прохідного каналу та мінімальна швидкість потоку мають місце у верхній частині центрального промивального каналу. В камері змішування струминних насосів швидкість потоків суттєво зростає, що пов'язано з її малим діаметром. Висока швидкість



потокі має місце також в кільцевому каналі між кулею вібратора та внутрішньою поверхнею його обмежувальної втулки. Таке значення швидкості зберігається також в пристінних областях нижче кулі вібратора, що зумовлено утворенням високошвидкісних кільцевих струменів нижче зазору між кулею та внутрішньою поверхнею втулки. Зважаючи на значну площу прохідних перерізів в шламових каналах та в області вибою має місце мала швидкість руху промивального розчину. На рисунку 4.25 за допомогою виносних ліній показані приклади визначення тисків та витрат в характерних перерізах центрального промивального каналу віброежекційної системи.

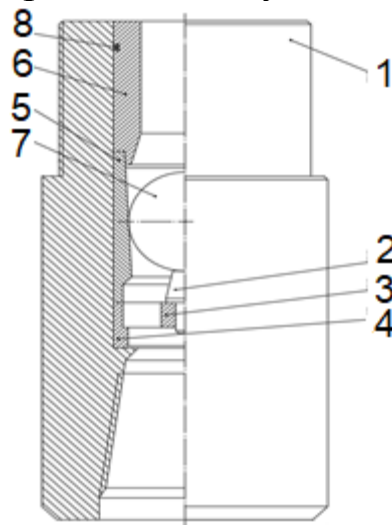
### **4.3.2 Визначення гідравлічних характеристик кульового вібратора**

Проектування режиму промивання свердловин вимагає встановлення впливу на гідравлічні характеристики кульового вібратора діючих експлуатаційних факторів. Вивчення особливостей руху промивальної рідини в проточній частині кульового вібратора дає змогу оптимізувати його робочий процес та підвищити ефективність його використання. Метою досліджень є побудова імітаційної моделі та аналіз особливостей робочого процесу наддолотного кульового вібратора.

Завдяки застосуванню гідравлічного приводу кульові вібратори мають просту конструкцію [41] та здатні передавати значну потужність. Конструкція кульових вібраторів забезпечує передачу на долото низькочастотних коливань з обмеженим динамічним навантаженням. Це дозволяє застосовувати з кульовими вібраторами стандартні долота серійного виготовлення.

Наддолотний кульовий вібратор складається з розміщеного в конічній втулці сферичного елемента (рисунк 4.26). Верхній перехідник вібратора сполучається з бурильною колоною, а його нижня частина – з промивальною системою долота. Під дією низхідного потоку сферичний робочий орган здійснює в конічному каналі поздовжні та бокові коливання і складний обертовий рух навколо осі симетрії кулі та пристрою. Поєднання поступового та обертового руху сферичного органа за наявності бокового та поздовжнього стиснення потоку зумовлює нестационарне асиметричне обтікання кулі, появу ефекту Магнуса та утворення вихрових слідів. Показана на рисунку 4.26 схема вібратора кульового типу може бути класифікована як механізм з суміщеною компоновкою виконавчого, розподільчого і керуючого механізмів і комбінованим зворотним зв'язком, із змішаним рухом робочого

елемента односторонньої дії. Механічні поздовжні коливання кулі вібратора сприймаються обмежувачем вертикальних переміщень 2 і передаються корпусу пристрою та долоту.



1 – корпус; 2 – упор; 3 – основа; 4 – втулка основи; 5 – сідло;  
6 – верхня втулка; 7 – куля; 8 – ущільнення

Рисунок 4.26 – Конструкція наддолотного кульового вібратора

Колівальний рух сферичного робочого органу викликає зміну гідравлічного опору проточної частини вібратора. При цьому генерується серія гідравлічних ударів, які доповнюють механічну дію сферичного робочого органу. Накладання динамічних імпульсів на обертовий рух породоруйнівного елемента інтенсифікує руйнування гірської породи та покращує техніко-економічні показники процесу поглиблення свердловин. Змінний гідравлічний опір проточної частини вібратора створює пульсуючий режим промивання вибою та інтенсифікує процес видалення бурового шламу.

Працездатність вібратора зберігається за умови збереження малого кільцевого зазору між кулею 7 та поверхнею сідла 5 з конічною внутрішньою площиною. Величина кільцевого зазору між елементами пристрою визначає також його силові характеристики. У випадку зношування поверхні сідла та поверхні кулі по діаметру зростає ширина кільцевого зазору між робочими елементами вібратора і він втрачає працездатність. За рахунок виконання внутрішньої поверхні сідла слабokonічною при зміщенні кулі вниз (внаслідок зношування упору 2) ширина кільцевого зазору знову зменшується і працездатність вібратора відновлюється. Для забезпечення працездатності вібратора необхідно, щоб зношування упору 2 відбувалось швидше ніж зношування внутрішньої поверхні втулки сідла 5. Це можливо у випадку

виготовлення упору з матеріалу, який більше піддається ударному зношуванню ніж внутрішня поверхня конічного сідла.

В процесі комп'ютерного моделювання робочого процесу наддолотного кульового вібратора використовувалась імітаційна програма Solidworks Flow Simulator.

Дослідження гідравлічних характеристик кульового вібратора передбачає проведення наступних етапів дослідження:

- побудова геометричної моделі кульового вібратора;
- вибір обмежувальних поверхонь розрахункового об'єму та граничних параметрів експлуатації наддолотного кульового вібратора;
- побудова сіткової (розрахункової) моделі свердловинного наддолотного кульового вібратора;
- вирішення системи рівнянь, отриманої з використанням методу скінченних елементів та аналіз результатів.

Відповідно до першого етапу досліджень побудована тривимірна модель пристрою, яка включає необхідні для проведення розрахунків складові елементи (рисунок 4.27).

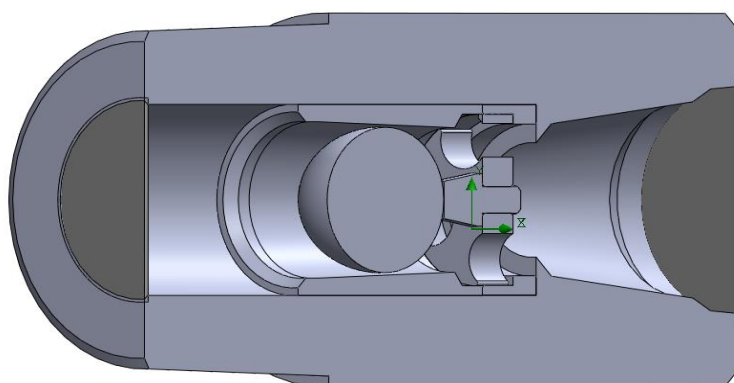


Рисунок 4.27 – Геометрична 3D модель кульового вібратора

Розрахунковий об'єм обмежуємо поверхнями проведеними через вхідний і вихідний переріз пристрою. При виборі обмежень, що накладаються на виділений розрахунковий об'єм використано загальноприйняте співвідношення гідродинамічних параметрів у вигляді поєднання витрат та тисків робочого потоку. Граничні умови на обмежувальних поверхнях приймаємо у вигляді значень вхідного  $P_{вх}$  та вихідного  $P_{вих}$  тиску із врахуванням величини гідростатичного тиску та гідравлічних втрат в проточній частині вібратора та в гідравлічному каналі затрубного простору. Розрахункові процедури проведені для шести значень витрати  $Q$  робочого потоку (таблиця 4.4). Діаметр кулі вібратора прийнятий  $D_k=76,2$  мм, внутрішній діаметр сідла  $D_0=82,296$  мм,

глибина розміщення пристрою в свердловині  $H_{св} = 2400$  м, коефіцієнт кінематичної в'язкості робочого потоку  $\nu = 0,01 \times 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

Таблиця 4.4 – Вихідні дані для проведення розрахункових операцій

$Q \times 10^3$ , м <sup>3</sup> /с	3	7	10	12	14	17
$P_{вх}$ , МПа	23,764	24,064	24,274	24,424	24,504	24,624
$P_{вих}$ , МПа	23,644	23,744	23,844	23,924	23,944	24,004

В процесі побудови розрахункової моделі свердловинного струминного насоса геометрична модель розбивається на скінченні елементи відповідно до заданих параметрів сітки. При побудові сітки розрахункових елементів приймаємо модель з густиною близькою до максимально можливої, для даного типу імітаційної програми (рисунок 4.28).

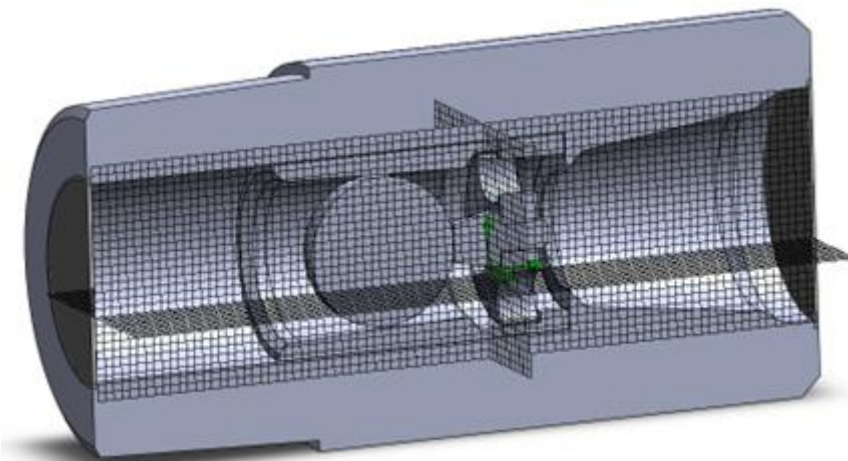


Рисунок 4.28 – Сіткова модель кульового вібратора

Відповідно до результатів дослідження кінематичного поля в проточній частині кульового вібратора для заданих витрат робочого потоку отримано діаграми розподілу швидкостей, значення яких змінювались в діапазоні від 0,062 м/с до 7,162 м/с (рисунок 4.29). Для всіх досліджених моделей максимальна швидкість руху робочого потоку відповідає області кільцевого зазору утвореного кулею вібратора та внутрішньою поверхнею сидла. Внаслідок поділу набігаючого на сферу потоку, який обтікає її верхню та нижню половину, мінімальна швидкість робочого середовища відповідає точці поділу струменів перед кулею (передня критична точка) та точці їх з'єднання після кулі (задня критична точка). Отримані значення швидкостей в критичних точках узгоджується з відомими даними: в процесі обтікання осесиметричним потоком ідеальної рідини його швидкість в критичних точках зменшується до нуля. Області малих швидкостей (застійні зони)

утворюються також в центральній частині основи та в пристінних областях потоку обернених до долота.

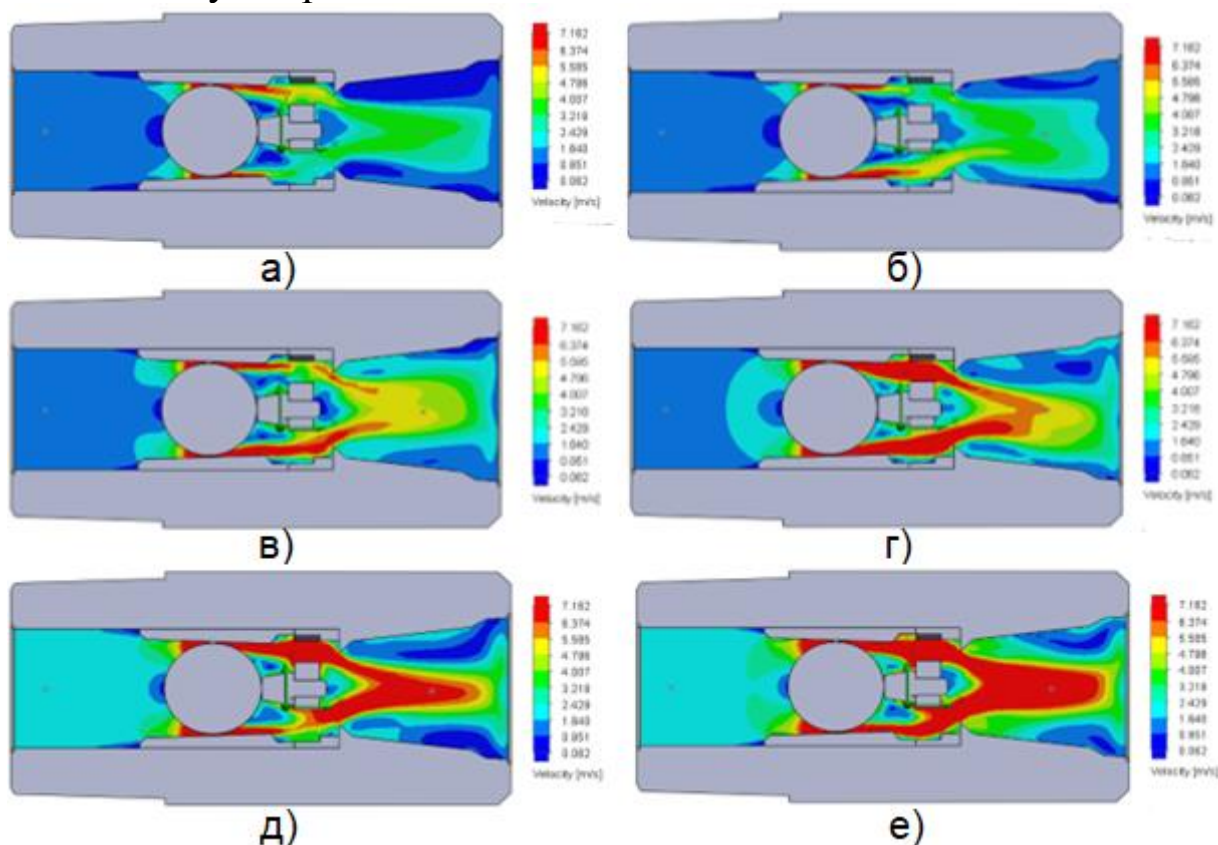


Рисунок 4.29 – Діаграми розподілу швидкостей в проточній частині кульового вібратора для різних витрат робочого потоку: а)  $Q=0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ ; б)  $Q=0,007 \text{ м}^3/\text{с}$ ; в)  $Q=0,010 \text{ м}^3/\text{с}$ ; г)  $Q=0,012 \text{ м}^3/\text{с}$ ; д)  $Q=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$ ; е)  $Q=0,017 \text{ м}^3/\text{с}$

Викликане дією сил Магнуса обертання сфери в стисненому потоці створює гідродинамічну силу, що діє по осі в напрямку, перпендикулярному напрямку потоку. Зміщення під дією гідродинамічної сили кулі вібратора зумовлює асиметричний характер розподілу кінематичних параметрів, що ілюструється наведеними на рисунку 2.29 діаграмами. Високошвидкісні струмені після виходу з кільцевого зазору поширюються в напрямку долота. Для високих значень витрати робочого потоку відбувається з'єднання високошвидкісних кільцевих струменів за кулею пристрою. Розміри області високих швидкостей зростають при збільшенні витрати робочого потоку. Наявність пристінних ділянок більшої швидкості на виході з вібратора пояснюється утворенням вихрових зон внаслідок руху робочого потоку упродовж дифузornoї частини пристрою.

Значення тисків в проточній частині кульового вібратора для різних витрат робочого потоку за результатами проведених розрахунків змінювались в діапазоні від 23,0 МПа до 24,7 МПа (рисунок 4.30).

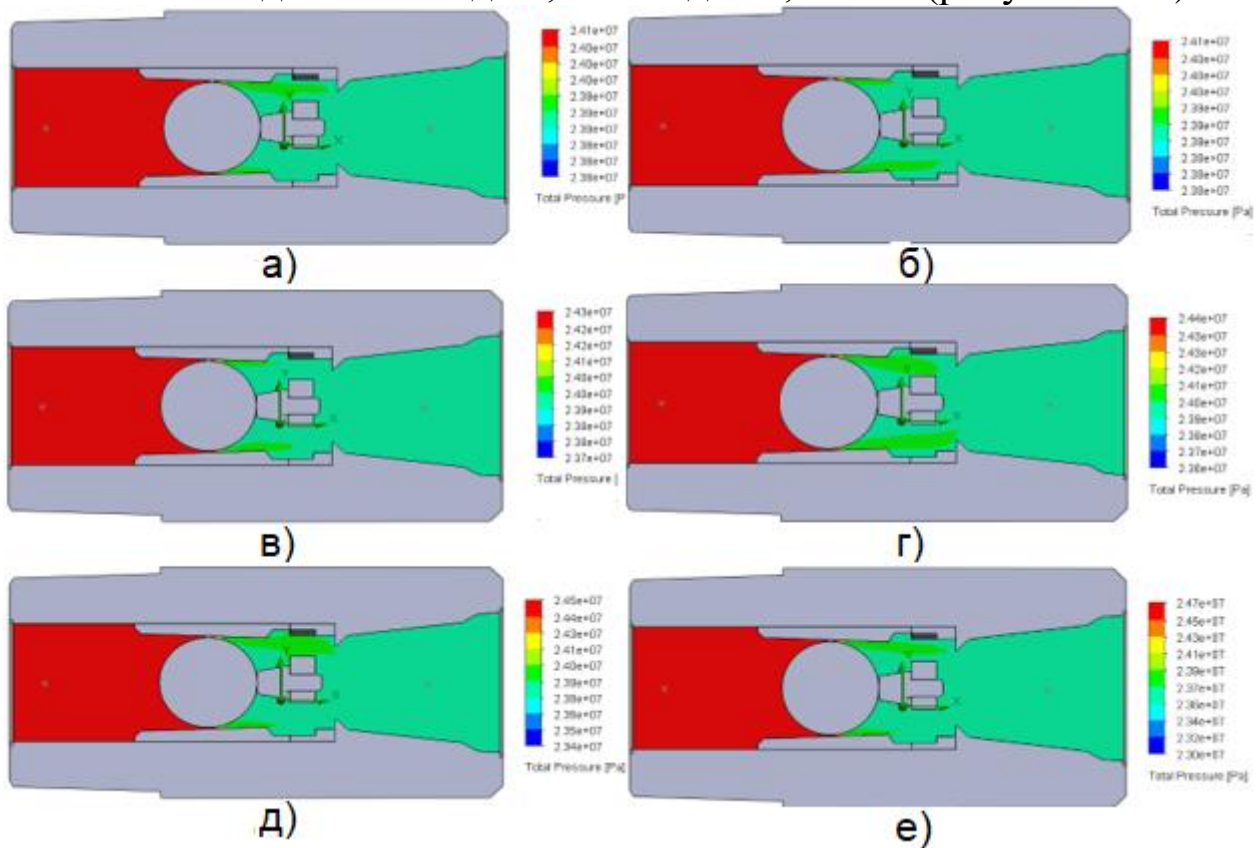


Рисунок 4.30 – Діаграми розподілу тисків в проточній частині кульового вібратора для різних витрат робочого потоку: а)  $Q=0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ ; б)  $Q=0,007 \text{ м}^3/\text{с}$ ; в)  $Q=0,010 \text{ м}^3/\text{с}$ ; г)  $Q=0,012 \text{ м}^3/\text{с}$ ; д)  $Q=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$ ; е)  $Q=0,017 \text{ м}^3/\text{с}$

Максимальне значення тиску для всіх досліджених моделей відповідає області розміщеній перед кулею вібратора, мінімальне – в кільцевому зазорі між кулею та внутрішньою поверхнею сідла. Мінімальні значення тиску відповідають більшим витратам робочого потоку та ділянкам розміщення областей максимальних швидкостей, що узгоджується з фізичним змістом рівняння Бернуллі. Мінімальне надлишкове значення тиску в кільцевому перерізі відповідає витраті робочого потоку  $Q = 0,017 \text{ м}^3/\text{с}$  та становить 0,544 МПа. Кільцевий струмінь низького тиску поширюється в напрямку до долота.

Основним недоліком пристрою є значний гідравлічний опір, внаслідок чого суттєво підвищується навантаження на поверхневий насосний агрегат. Гідравлічний опір пристрою в процесі моделювання його робочого процесу визначався в контрольних точках розміщених перед кулею вібратора і перед долотом. Для узагальнення отриманих

результатів та можливості їх перенесення на вібратори іншого типу-розміру залежність перепаду тиску від витрати  $\Delta P = f(Q)$  необхідно трансформувати в залежність коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини вібратора  $\xi$  від числа Рейнольдса  $\xi = f(Re)$ .

Втрати напору в проточній частині кульового вібратора визначаються за формулою визначення гідравлічних втрат в місцевому опорі

$$h = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (4.6)$$

де  $V$  – швидкість потоку перед кульовим вібратором;  
 $g$  – прискорення земного тяжіння.

З рівняння (4.6) визначаємо коефіцієнт гідравлічного опору  $\xi$  для рідини густиною  $\rho$

$$\xi = \frac{h}{V^2/2g} = \frac{P_{ex} - P_{вх}}{\rho V^2/2g} = \frac{\Delta P}{\rho V^2/2} \quad (4.7)$$

Число Рейнольдса робочого потоку визначаємо за очевидними формулами

$$V = \frac{4Q}{\pi D_0^2}; \quad Re = \frac{VD_0}{\nu} \quad (4.8)$$

Отримана залежність  $\xi = f(Re)$  (рисунок 4.31) може застосовуватись для проектування режимів експлуатації кульового вібратора.

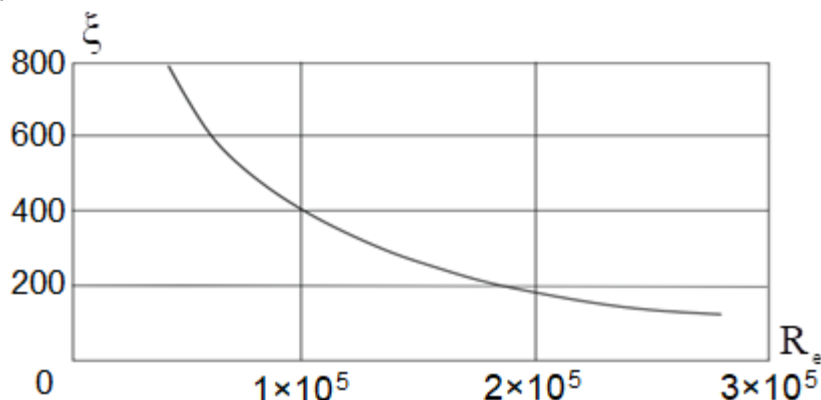


Рисунок 4.31 – Залежність коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини вібратора від числа Рейнольдса робочого потоку

Для побудови залежності  $\xi = f(Re)$  використані результати комп'ютерного моделювання робочого процесу кульового вібратора. Відповідно до отриманих результатів величина коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини кульового вібратора обернено пропорційна числу Рейнольдса робочого потоку.

## **5 ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ СТРУМІННИХ НАСОСІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИН**

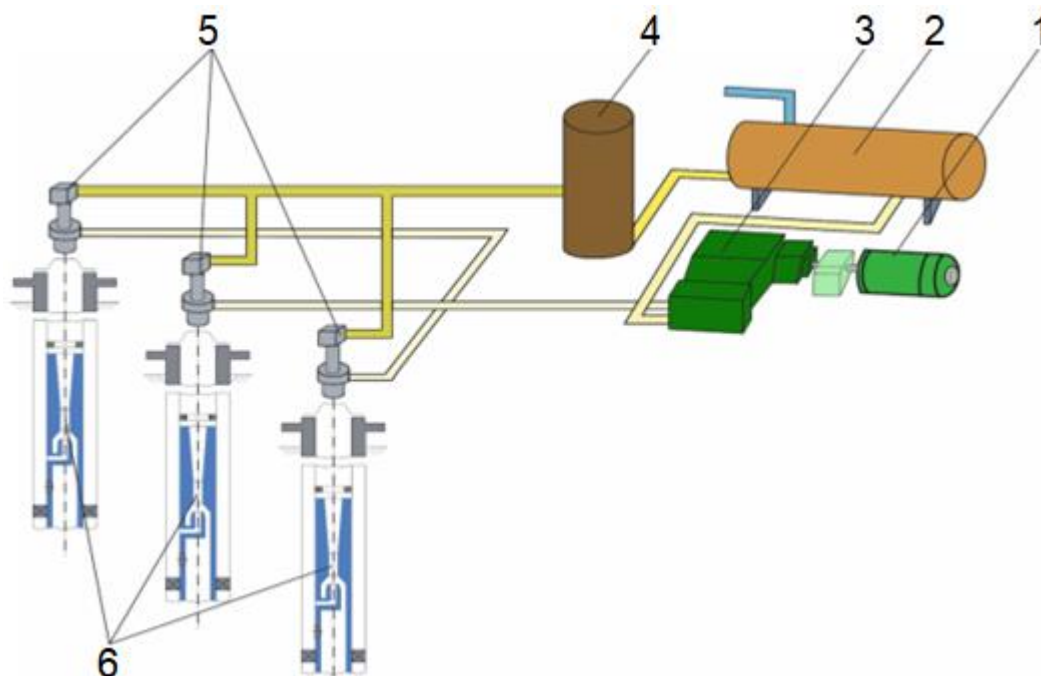
### **5.1 Визначення характеристик нафтового струминного насоса при використанні групового наземного приводу**

Особливістю використання групового приводу свердловинних струминних насосів є підвищення імовірності відхилення величини робочої витрати від рекомендованого для заданих умов експлуатації значення. Відхилення величини робочої витрати нижче мінімально допустимої унеможливорює підймання на поверхню продукції свердловини внаслідок недостатнього напору, створюваного струминним насосом. Перевищення величини робочої витрати гранично допустимого за умов 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 моделювання робочого процесу ежекційної системи у складі декількох свердловинних струминних насосів та групового наземного приводу.

Відповідно до схеми (рисунок 5.1) групового наземного приводу [42] 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 робочої насадки утворюється область низького тиску, внаслідок чого виникають умови для підсмоктування пластової рідини з продуктивного горизонту.



1 – привод наземного насосного агрегата; 2 – резервуар; 3 – наземний насосний агрегат; 4 – накопичувальна ємність; 5 – обладнання устя;  
6 – струминні насоси

Рисунок 5.1 – Схема гідроструминної експлуатації нафтових свердловин з груповим наземним приводом

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.

Характер розподілу потоків в ежекційній системі свердловинного насосно-циркуляційного комплексу визначається гідравлічним опором його окремих елементів. Моделювання процесу розподілу потоків ґрунтується на використанні методів розрахунку розгалужених трубопроводів (рисунок 5.2 а) та особливостей визначення гідродинамічних параметрів в ланках паралельного з'єднання декількох простих

трубопроводів (рисунок 5.2 б). Якщо поверхнева частина насосно-циркуляційної системи розглядається у вигляді розгалужених трубопроводів, гідравлічна схема наземного силового насосного агрегата складається з низки простих лінійних елементів, які з'єднують маніфольд управління потоками з експлуатаційними свердловинами та мають спільний переріз – місце розгалуження (точка  $M$  на рисунку 5.2 а).

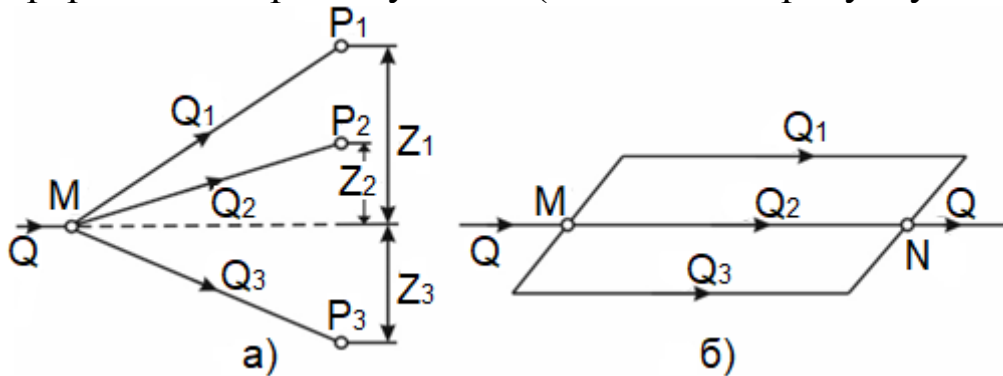


Рисунок 5.2 – Гідравлічна схема свердловинного насосно-циркуляційного комплексу: а) розгалужені трубопроводи; б) паралельне з'єднання простих трубопроводів

$Q$  – сумарна витрата потоку;  $Q_1, Q_2, Q_3$  – витрати робочого потоку для окремих свердловин;  $P_1, P_2, P_3$  – тиск робочого потоку на вході в свердловини;

$Z_1, Z_2, Z_3$  – відмітки геометричних положень устя свердловин.

Вплив на характер розподілу потоків підземної частини насосно-циркуляційної системи здійснюється шляхом використання попередньо визначених значень тиску робочого потоку  $P_1, P_2, P_3$ , який спрямовується в затрубний простір окремих нафтових свердловин.

У випадку застосування для аналізу насосно-циркуляційної системи паралельного з'єднання декількох простих трубопроводів (рисунок 5.2 б) поділ сумарного робочого потоку здійснюється в точці  $M$  (на вході в свердловину), а з'єднання сумарного змішаного потоку – в точці  $N$  (на виході з свердловини).

При розгалуженому з'єднанні записуємо систему  $n + 1$  рівнянь (де  $n$  – кількість простих трубопроводів).

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3; \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} P_M &= P_1 + Z_1 + K_1 Q_1^m; \\ P_M &= P_2 + Z_2 + K_2 Q_2^m; \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$P_M = P_3 + Z_3 + K_3 Q_3^m,$$

де  $P_M$  – тиск в точці розгалуження робочого потоку;

$K_1, K_2, K_3$  – узагальнений гідравлічний опір трубопроводів;

$m$  – показник режиму руху рідини.

Рівняння (5.1) визначає баланс витрат у вузловій точці  $M$ , а рівняння (5.2) – сумарні витрати в поверхневих трубопроводах та насосно-циркуляційній системі свердловини. Параметр  $Z_n + K_n Q_n^m$  характеризує гідравлічні втрати в окремому поверхневому трубопроводі, значення яких набагато менші величини тиску робочого потоку на вході в свердловину  $Z_n + K_n Q_n^m \ll P_n$ . Нехтування величиною гідравлічних втрат в поверхневому трубопроводі  $Z_n + K_n Q_n^m \approx 0$  дозволяє суттєво спростити розрахункові залежності.

Розподіл витрат потоків в системі паралельних трубопроводів визначається рівняннями балансу витрат для вузлової точки  $M$  (або точки  $N$  на рисунку 5.2 б) та втрат напорів  $\Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3$  в паралельних ланках системи.

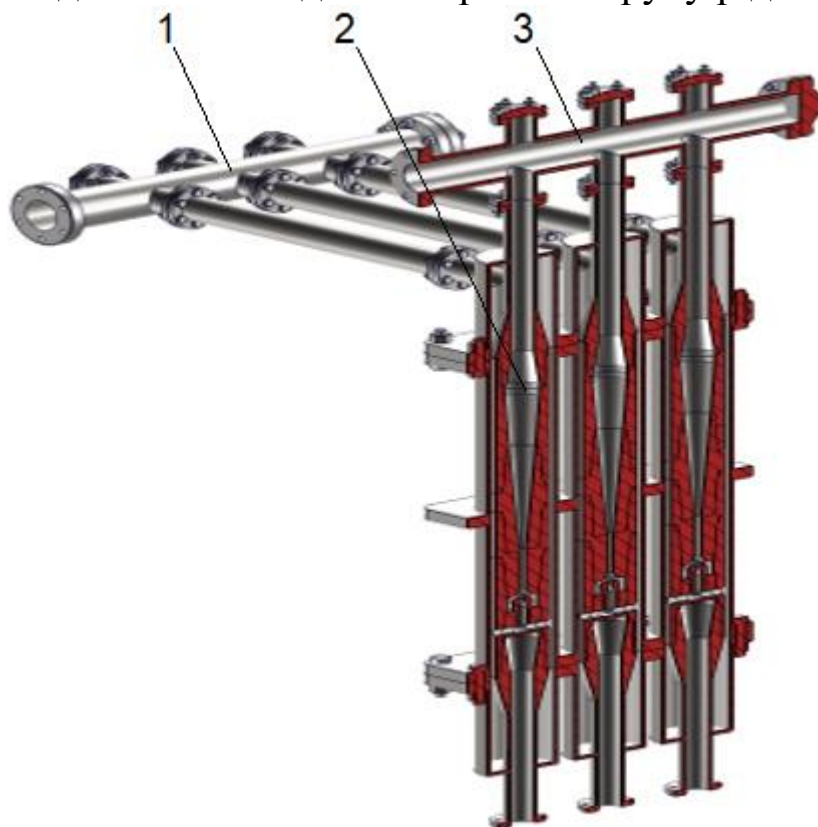
$$\Sigma Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0, \quad (5.3)$$

$$\Delta h_i = \Delta h_1 = \Delta h_2 = \Delta h_3 \quad (5.4)$$

В процесі моделювання 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.

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 (рисунок 5.3). 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.



- 1 – вхідний колектор; 2 – свердловинні струминні насоси;  
3 – вихідний колектор

Рисунок 5.3 – Геометрична модель насосно-циркуляційної системи

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 моделювання 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. На третьому етапі моделювання 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

$$Q_{3\Sigma} = Q_p + Q_{i\Sigma}, \quad (5.5)$$

де  $Q_{3\Sigma}, Q_p, Q_{i\Sigma}$  – відповідно сумарна витрата змішаного потоку на виході з вихідного колектора, продуктивність наземного насосного агрегата та сумарна інжектвана витрата.

Величина продуктивності наземного насосного агрегата  $Q_p$  задається на першому етапі моделювання, а сумарна інжектвана витрата  $Q_{i\Sigma}$  та сумарна витрата змішаного потоку  $Q_{3\Sigma}$  визначаються відповідно на другій і третій стадіях розрахунку.

Конфігурація проточної частини струминного насоса визначається наступними геометричними параметрами:

- діаметр робочої насадки  $d_p$ ;
- діаметр камери змішування  $d_3$ ;
- співвідношення площ камери змішування та робочої насадки  $K_{сн}$ ;
- абсолютна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $l_p$ ;
- відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $\bar{l}_p$  (визначається співвідношенням абсолютної відстані до камери змішування та діаметра робочої насадки та  $\bar{l}_p = l_p / d_p$ );
- довжина камери змішування  $l_3$ .

Для дослідження робочого процесу насосно-циркуляційної системи використано моделі струминних насосів, основні геометричні розміри яких наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Геометричні розміри моделей струминних насосів

Номер насоса	$d_p, \text{ м}^3/\text{с}$	$d_3, \text{ м}^3/\text{с}$	$K_{сн}$	$l_p, \text{ м}$	$\bar{l}_p$
1	0,0084	0,01331	2,511	0,01345	0,625
2	0,00741	0,01171	2,497	0,01345	0,551
3	0,00953	0,01512	2,518	0,01345	0,709

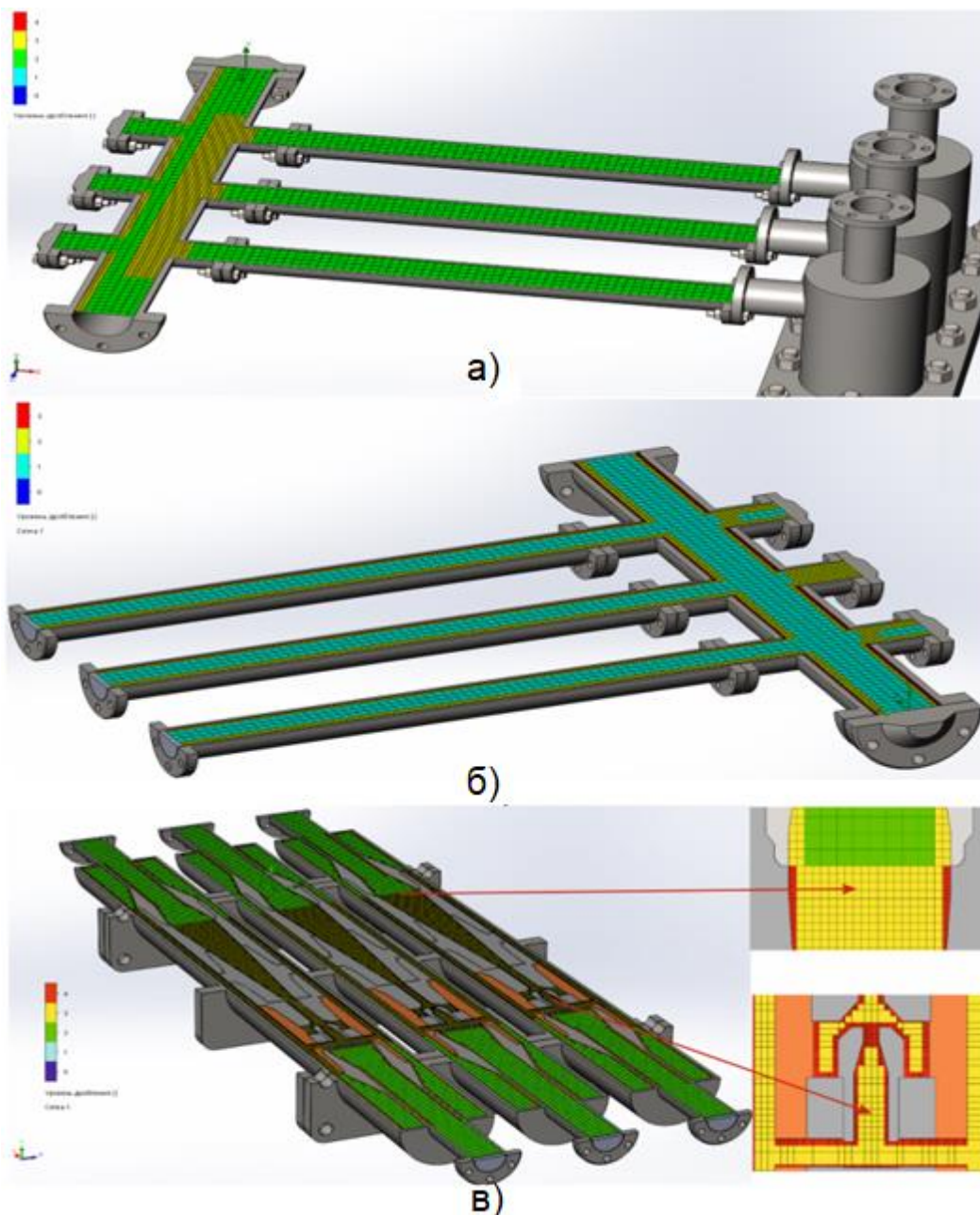


Рисунок 5.4 – Сіткові моделі складових насосно-циркуляційної системи: а) вхідний колектор; б) вихідний колектор; в) струминні насоси

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.

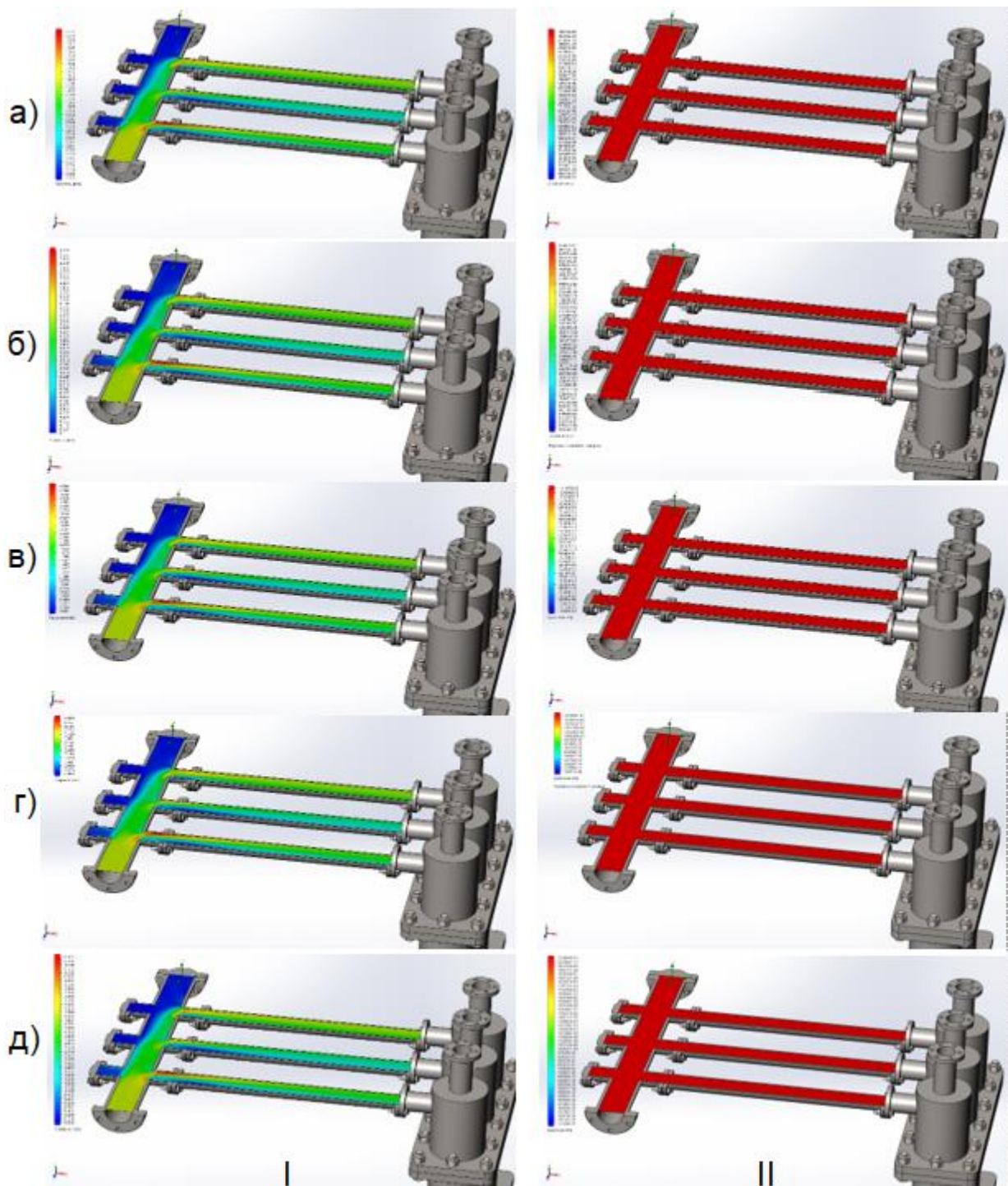


Рисунок 5.5 – Розподіл швидкостей (I) та тисків (II) в проточній частині вхідного (розподільчого) колектора для різних витрат робочого потоку: а)  $Q_p = 0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$ ; б)  $Q_p = 0,005257 \text{ м}^3/\text{с}$ ; в)  $Q_p = 0,006838 \text{ м}^3/\text{с}$ ; г)  $Q_p = 0,008419 \text{ м}^3/\text{с}$ ; д)  $Q_p = 0,010 \text{ м}^3/\text{с}$

Моделі насосно-циркуляційної системи досліджувались для таких значень продуктивності наземного насосного агрегата  $Q_p$ :  $0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $0,005257 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $0,006838 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $0,008419 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $0,010 \text{ м}^3/\text{с}$ .

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 5.4). Окремі частини скінченно-елементної сітки струминних насосів показані на рисунку 5.4 в у збільшеному масштабі.

Отримані при моделюванні діаграми розподілу швидкостей і тисків в проточній частині вхідного (рисунок 5.5) і вихідного колекторів (рисунок 5.6) та струминних насосів (рисунок 5.7) дозволяють проаналізувати особливості робочого процесу насосно-циркуляційної системи.

Відмінність у наведених на рисунку 5.5 діаграмах полягає у різних діапазонах зміни швидкостей та тисків викликаних різною витратою робочого потоку. Максимальна швидкість руху змішуваних потоків відповідає робочій витраті  $Q_p=0,010 \text{ м}^3/\text{с}$  та становить  $V_{\max}=5,674 \text{ м/с}$ . Величина тиску для вказаної витрати змінюється в діапазоні від  $P_{\min}=0,113 \text{ МПа}$  до  $P_{\max}=2,127 \text{ МПа}$ . Вказані величини враховують значення гідростатичного тиску при розміщенні струминного насоса на глибині 2400 м. Мінімальна величина тиску відповідає витраті робочого потоку  $Q_p=0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$  та становить  $P_{\min}=0,103 \text{ МПа}$ . Вказана величина значно перевищує значення тиску насичених парів промивального розчину, що дає підстави розглядати роботу струминного насоса у докавітаційному режимі. Діаграми розподілу швидкостей свідчать про наявність застійних зон на кінцевій ділянці вхідного колектора. У випадку недостатньої ступені очищення робочої рідини на даних ділянках можливе виникнення пробкових утворень. Швидкість потоку в трубопроводах, що з'єднують вхідний колектор з устям свердловини приймає різні значення, що узгоджується з різними величинами витрат робочого потоку. Більша витрата робочого потоку відповідає більшим значенням діаметрів робочої насадки. Розподіл тисків в порожнині вхідного колектору та у роздавальних трубопроводах набуває близького до однорідного характеру.

Максимальна швидкість в проточній частині вихідного колектора для робочої витрати  $Q_p=0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$  становить:  $V_{\max}=2,448 \text{ м/с}$ , а для витрати  $Q_p=0,005257 \text{ м}^3/\text{с}$  –  $V_{\max}=7,255 \text{ м/с}$ . Значення тиску змінюються в діапазоні: для робочої витрати  $Q_p=0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$  від



$P_{\min}=0,099$  МПа до  $P_{\max}=0,104$  МПа, а для витрати  $Q_p=0,005257$  м<sup>3</sup>/с – від  $P_{\min}=0,076$  МПа до  $P_{\max}=0,131$  МПа.

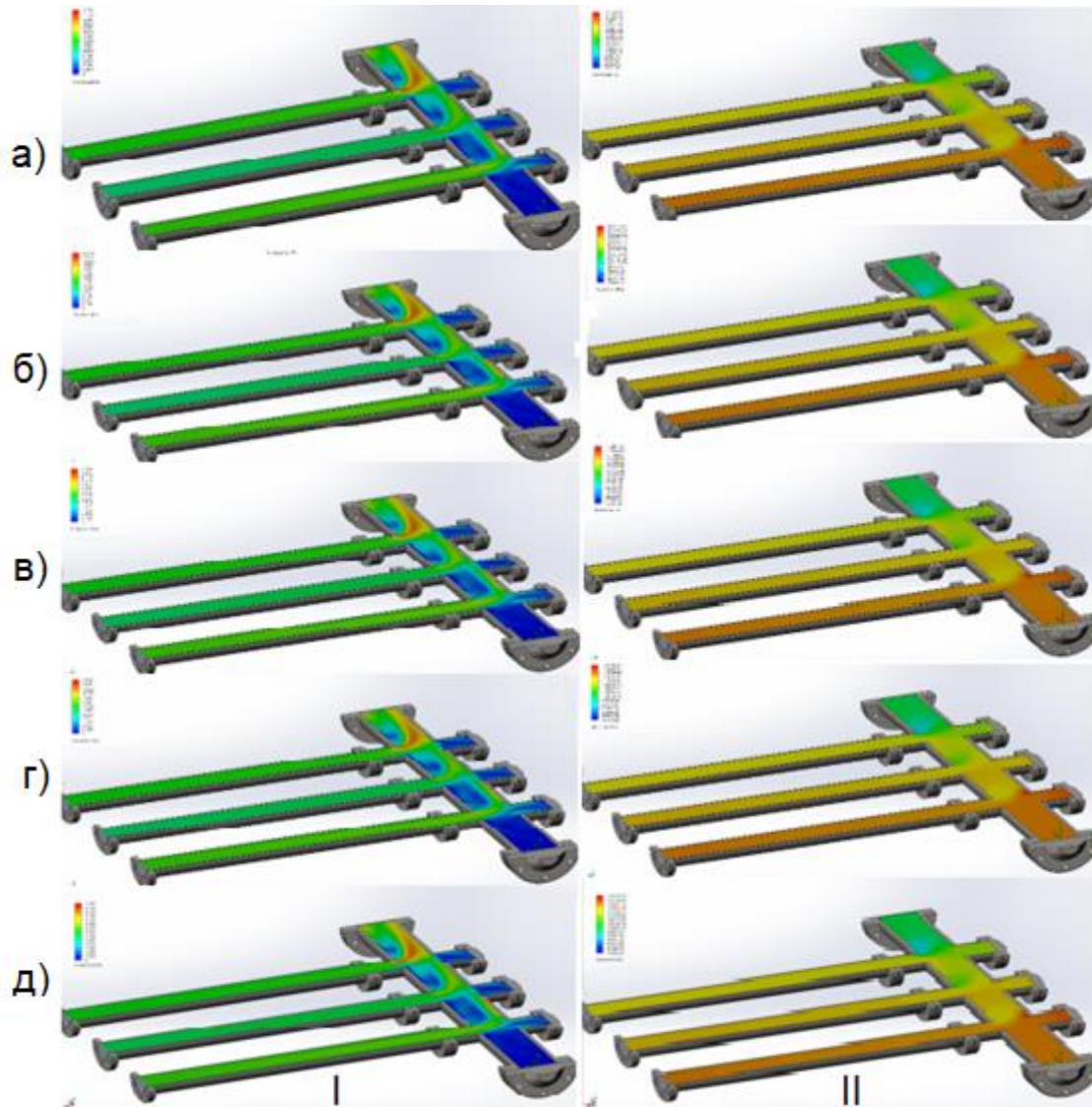


Рисунок 5.6 – Розподіл швидкостей (I) та тисків (II) в проточній частині вихідного колектора для різних витрат робочого потоку:

а)  $Q_p=0,003676$  м<sup>3</sup>/с; б)  $Q_p=0,005257$  м<sup>3</sup>/с;

в)  $Q_p=0,006838$  м<sup>3</sup>/с; г)  $Q_p=0,008419$  м<sup>3</sup>/с; д)  $Q_p=0,010$  м<sup>3</sup>/с

Мінімальна величина швидкості (застійна зона) відповідає частині вихідного колектора, яка протилежна його вихідному каналу. Максимальна швидкість змішаного потоку відповідає частині колектора, де розміщений його вихідний канал. Величина тиску приймає максимальні значення в частині вихідного колектора, яка протилежна його вихідному каналу, а мінімальна – у вихідному отворі колектора. Нерівномірний розподіл швидкостей та тисків в проточній

частині вихідного колектора пов'язаний із зростанням витрати в напрямку від його периферичної до вихідної частини.

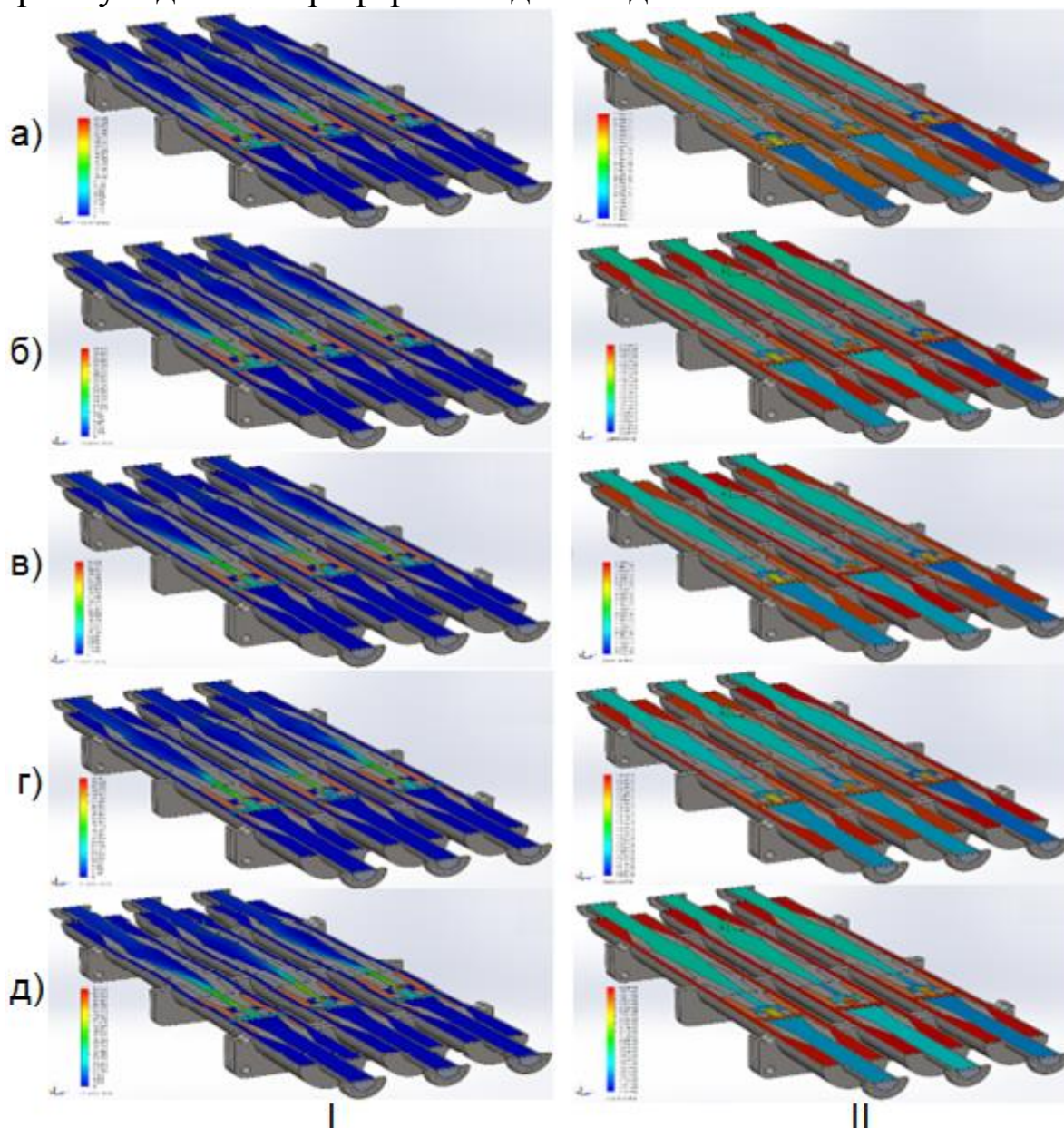


Рисунок 5.7 – Розподіл швидкостей (I) та тисків (II) в проточній частині струминних насосів для різних витрат робочого потоку:

а)  $Q_p = 0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$ ; б)  $Q_p = 0,005257 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

в)  $Q_p = 0,006838 \text{ м}^3/\text{с}$ ; г)  $Q_p = 0,008419 \text{ м}^3/\text{с}$ ; д)  $Q_p = 0,010 \text{ м}^3/\text{с}$

Максимальна швидкість потоку в проточній частині струминного насоса (рисунок 5.7) змінюється в діапазоні від  $V_{\max} = 25,339 \text{ м/с}$  (для робочої витрати  $Q_p = 0,003676 \text{ м}^3/\text{с}$ ) до  $V_{\max} = 63,462 \text{ м/с}$  (для робочої витрати  $Q_p = 0,010 \text{ м}^3/\text{с}$ ).

Для мінімальної витрати тиск змінюється в діапазоні від 23,4 МПа до 23,8 МПа, а для максимальної витрати – в діапазоні від 22,6

МПа до 25,3 МПа. При зростанні витрати мінімальне значення тиску зменшується, а максимальне – зростає. Мінімальне значення тиску робочого потоку має місце в струминному насосі, який розміщений праворуч, а максимальне – в центральному струминному насосі. Такий розподіл тисків зумовлений різними значеннями витрат змішуваних потоків внаслідок неоднакових геометричних розмірів проточної частини струминного насоса.

Величина тиску в проточній частині струминного насоса враховує розміщення його на глибині 2400 м. Відповідно до загальних принципів роботи струминного насоса максимальна швидкість руху потоку та мінімальне значення тиску мають місце в області вихідного перерізу робочої насадки. Дифузор струминного насоса відзначається максимальною нерівномірністю розподілу швидкостей в його поперечному перерізі.

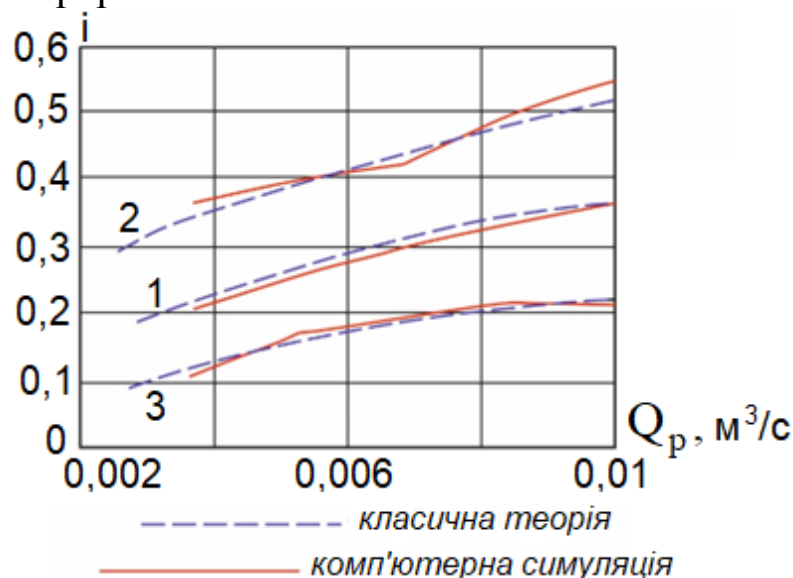


Рисунок 5.8 – Залежність величини коефіцієнта інжекції від продуктивності наземного насосного агрегата для струминного насоса з діаметрами робочої насадки:

$$1 - d_p = 0,0084 \text{ м}; 2 - d_p = 0,00741 \text{ м}; 3 - d_p = 0,00953 \text{ м}$$

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 інжектваного  $Q_i$  та робочого  $Q_p$  потоків  $i = Q_i/Q_p$  (рисунок 5.8).

Пунктирними лініями (рисунок 5.8) 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  $\delta = 6,47 \%$ .

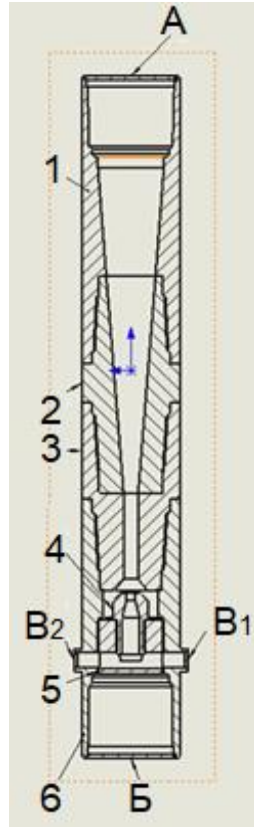
## **5.2 Дослідження розподілу гідродинамічних параметрів вздовж проточної частини нафтового струминного насоса**

В процесі моделювання робочого процесу свердловинної ежекційної системи необхідно дослідити характер розподілу швидкостей та тисків вздовж проточної частини нафтового струминного насоса.

Нафтовий струминний насос складається з верхнього півдифузора 1, нижнього півдифузора 2, камери змішування 3, робочої насадки 4, розподільної втулки 5 та корпусу 6 (рисунок 5.9). Робоча насадка сполучається з каналом затрубного простору за допомогою радіального каналу розподільної втулки та двох радіальних отворів. Представлена на рисунку 5.9 схема ежекційної системи передбачає паралельну орієнтацію інжектваного та змішаного потоків. Відокремлення лінії робочого потоку від лінії інжектваного потоку здійснюється використанням пакера, який встановлюється між підйомною та експлуатаційною колоною. Робочий потік спрямовується в приймальну камеру під прямим кутом. Конструкція нафтового струминного насоса визначається такими геометричними розмірами:

- діаметр насоса  $d_n = 60$  мм;
- діаметр робочої насадки  $d_p = 5,6$  мм;
- діаметр камери змішування  $d_3 = 9,0$  мм;
- співвідношення площ камери змішування та робочої насадки  $K_{сн} = 2,583$ ;
- абсолютна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $l_p = 13$  мм;
- відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $\bar{l}_p = l_p / d_p = 2,321$ ;
- абсолютна довжина камери змішування  $l_3 = 64,5$  мм;

- відносна довжина камери змішування  $\bar{l}_3 = l_3/d_3 = 7,167$ ;
- вихідний діаметр дифузора  $d_o = 40$  мм;
- довжина дифузора  $l_o = 204$  мм;
- діаметр радіальних вхідних отворів в корпусі для входу робочого потоку  $d_o = 15$  мм.



- 1 – верхній півдифузор; 2 – нижній півдифузор; 3 – камера змішування; 4 – робоча насадка; 5 – розподільна втулка; 6 – корпус;  
 А, Б, В<sub>1</sub>, В<sub>2</sub> – обмежувальні поверхні

Рисунок 5.9 – Виділення розрахункового об'єму нафтового струминного насоса

Розрахунковий об'єм виділений (рисунок 5.9) за допомогою обмежувальних поверхонь А, Б, В<sub>1</sub>, В<sub>2</sub> (заглушок): поверхня А проведена через верхній переріз нафтового струминного насоса, поверхня Б – через нижній переріз, а поверхні В<sub>1</sub>, В<sub>2</sub> – через нормальні перерізи радіальних отворів, які сполучають канал затрубного простору з робочою насадкою. Граничні умови, що приймаються на обмежувальних поверхнях, визначають вплив відокремленого гідравлічного елемента, який сполучається з виділеним розрахунковим об'ємом. На поверхні А необхідно приймати граничні умови у вигляді гідродинамічних параметрів змішаного потоку, на поверхні Б – інжектваного потоку, а на поверхнях В<sub>1</sub>, В<sub>2</sub> – робочого потоку. Граничні умови у вигляді тисків

змішаного  $P_z$ , робочого  $P_p$  та інжектваного  $P_i$  потоків приймаються відповідно до загальноприйнятих співвідношень із врахуванням величини гідростатичного тиску  $P_z$ , пластового тиску  $P_{пл}$  і гідравлічних втрат в колоні НКТ  $\Delta P_k$ , робочій насадці  $\Delta P_p$  та всмоктувальній лінії  $\Delta P_i$  струминного насоса

$$P_z = P_z + \Delta P_k; \quad (5.6)$$

$$P_p = P_z + \Delta P_p; \quad (5.7)$$

$$P_i = P_{пл} - \Delta P_i \quad (5.8)$$

Використовуючи програмний комплекс SolidWorks побудована 3D модель нафтового струминного насоса (5.10).

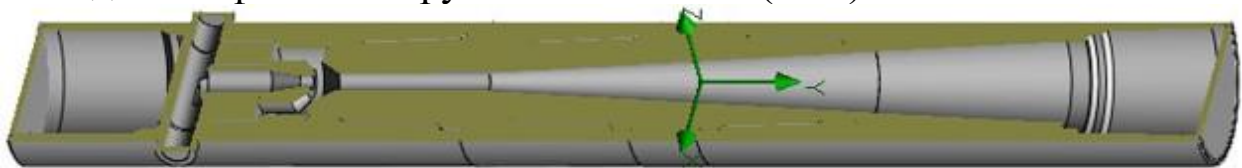


Рисунок 5.10 – Тривимірний модель нафтового струминного насоса

Розподіл витрат та тисків в проточній частині струминного насоса отримано з використанням програмного модуля SolidWorks Flow Simulation.

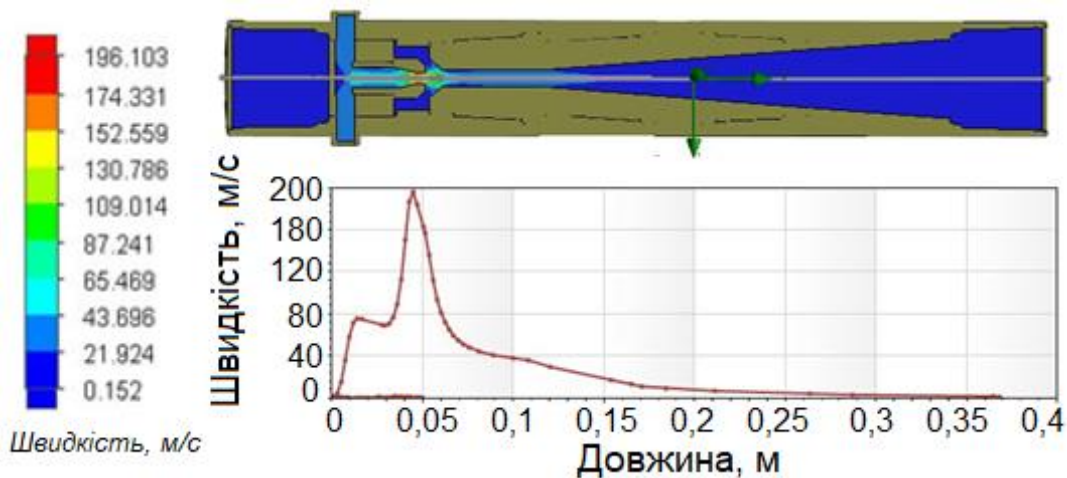


Рисунок 5.11 – Розподіл швидкостей змішуваних потоків вздовж проточної частини струминного насоса

Максимальна осьова швидкість потоку в проточній частині струминного насоса становить 196,103 м/с та відповідає області, яка розміщена на виході з робочої насадки (рисунок 5.11).

Мінімальна осьова швидкість відповідає інжектваному потоку у всмоктувальній лінії струминного насоса. Ступінчастий характер зміни швидкості робочого потоку в робочій насадці струминного насоса зумовлений наявністю циліндричної та конічної частини, яка

розміщена на прикінцевій ділянці підведення робочої течії. Після виходу потоку з робочої насадки його швидкість починає зменшуватись, оскільки частина кінетичної енергії робочої течії поступово передається інжектваному потоку. Максимальний градієнт зменшення осьової швидкості та найбільша інтенсивність енергообміну між змішуваними потоками відбувається на початковій ділянці камери змішування. В центральній частині камери змішування розміщене потенціальне ядро робочого потоку, ширина якого зменшується в напрямку до дифузора. Після входу в дифузор осьова швидкість змішаного потоку продовжує зменшуватись, тобто процес змішування потоків та вирівнювання профілю швидкостей не завершується в камері змішування, а продовжується на початковій дифузурній ділянці проточної частини струминного насоса. Осьова швидкість змішуваних потоків набуває постійних значень на кінцевій ділянці дифузора. Такий характер зміни осьової швидкості дає змогу зробити висновки про нераціональне співвідношення геометричних та режимних параметрів струминного насоса, внаслідок чого зростають енерговитрати при змішуванні потоків та зменшується ККД ежекційної системи.

Величина тиску в проточній частині струминного насоса змінюється в діапазоні від 2,863 МПа до 24,9 МПа (рисунок 5.12).

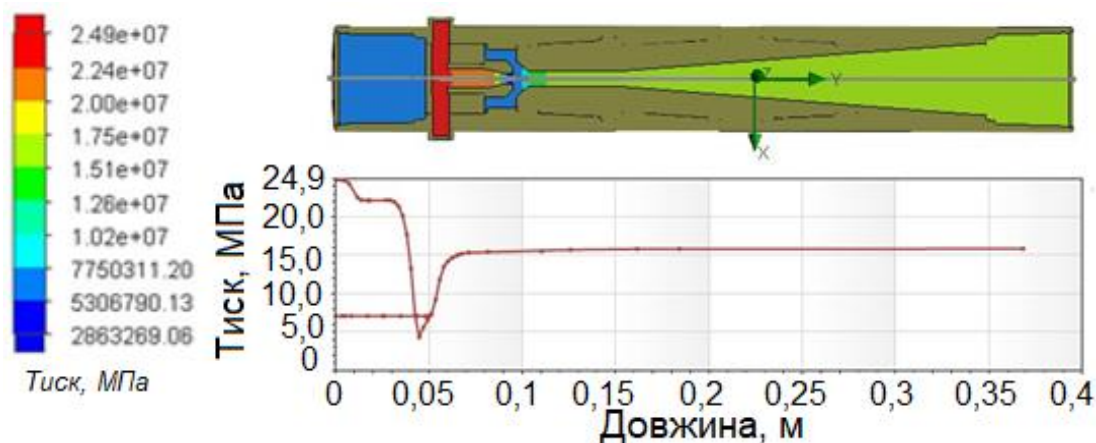


Рисунок 3.12 – Розподіл тисків змішуваних потоків вздовж проточної частини струминного насоса

Значення тисків робочого та інжектваного потоків на вході в проточну частину струминного насоса становлять відповідно  $P_p = 24,9$  МПа та  $P_i = 7,55$  МПа, а тиск змішаного потоку на виході з дифузора –  $P_z = 15,7$  МПа. Виконання умови  $P_p > P_z > P_i$  свідчить про робочий режим струминного насоса. Зміна тиску робочого потоку, внаслідок

циліндрично-конічної форми робочої насадки, відповідає низхідному ступінчастому характеру. Мінімальна величина тиску на осі струминного насоса має місце в області, яка розміщена на виході потоку з робочої насадки. В радіальному каналі розподільної втулки величина тиску робочого потоку є максимальною. В камері змішування струминного насоса відбувається зростання осьового тиску, який в напрямку до дифузора набуває постійного значення. Зважаючи на конструкцію досліджуваної ежекційної системи в процесі моделювання її робочого процесу отримано симетричний розподіл швидкостей та тисків в проточній частині струминного насоса.

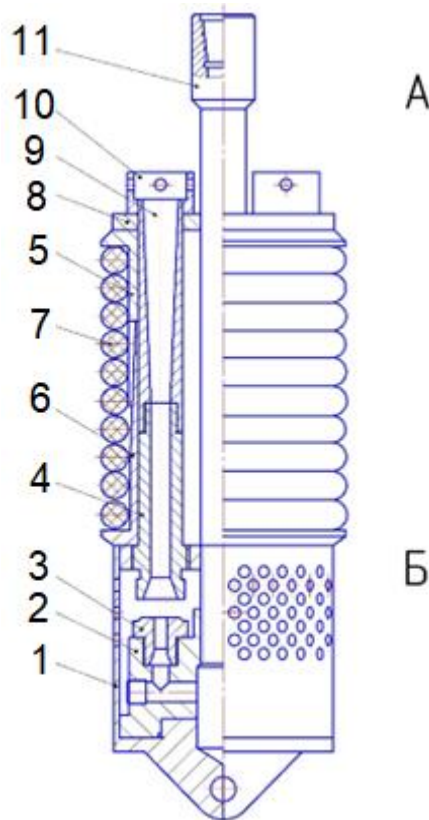
### **5.3 Моделювання робочого процесу струминного насоса системи підтримування пластового тиску**

Струминний насос системи підтримування пластового тиску призначений для видобування пластової води, яка в подальшому через нагнітальні свердловини спрямовується в продуктивний горизонт. Принципова схема пристрою для підйому води представлена на рисунку 5.13. Пристрій включає корпус 1, шість струминних насосів, розподільувач потоків 2 з насадками 3, камери змішування 4, втулки 5 і 6, пакер 7 у вигляді пружних сегментних еластичних кільцевих елементів, шайбу 8, дифузори 9 та фіксатори 10. Зовнішня поверхня втулок 5 та 6 обернена до внутрішньої поверхні пружних сегментних елементів. Втулки 5 та 6 утворюють рухоме телескопічне з'єднання. Шайба 8 встановлена у верхній частині дифузори з можливістю осьових переміщень. Пристрій спускають в свердловину під статичний рівень на бурильних трубах 11. При подачі наземним насосним агрегатом технічної води в результаті роботи струминних насосів між зонами А і В виникає різниця тисків. Під дією різниці тисків шайба 8 рухається вниз та зміщує у низхідному напрямку втулку 5, яка деформує еластичні кільця пакера 7 в осьовому та радіальному напрямку та зменшує кільцевий зазор у міжтрубному просторі. Переміщення шайби 8 і втулки 5 припиняється після герметизації міжтрубного простору між бурильною та обсадною колоною. При цьому струминні насоси створюють максимальний перепад тиску.

Основні геометричні розміри пристрою для видобування води:

- діаметр пристрою  $d_n = 215,9$  мм;
- діаметр металокерамічних робочих насадок  $d_p = 12,8$  мм;





1 – корпус; 2 – розподільувач потоків; 3 – робочі насадки; 4 – камери змішування; 5 – верхня втулка; 6 – нижня втулка; 7 – ущільнювальні елементи; 8 – рухома шайба; 9 – дифузор; 10 – фіксатор; 11 – бурильні труби

Рисунок 5.13 – Конструкція пристрою для видобування пластової води

- діаметр камери змішування  $d_3 = 22,0$  мм;
- співвідношення площ камери змішування та робочої насадки  $K_{сн} = 2,954$ ;
- абсолютна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $l_p = 20$  мм;
- відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $\bar{l}_p = l_p / d_p = 1,563$ ;
- абсолютна довжина камери змішування  $l_3 = 200$  мм;
- відносна довжина камери змішування  $\bar{l}_3 = l_3 / d_3 = 9,091$ ;
- довжина дифузора  $l_\delta = 328$  мм;
- кут розкриття дифузора  $\alpha_\delta = 8^\circ$ .

Пристрій призначений для встановлення в обсадній колоні діаметром 324 мм. Конструкція ежекційної системи допускає

можливість одночасної роботи частини з встановлених в корпусі пристрою струминних насосів шляхом використання герметичних заглушок.

Тривимірна параметрична геометрична модель досліджуваного об'єкта створювалась в САD-програмі розрахункового комплексу SolidWorks (рисунок 5.14).

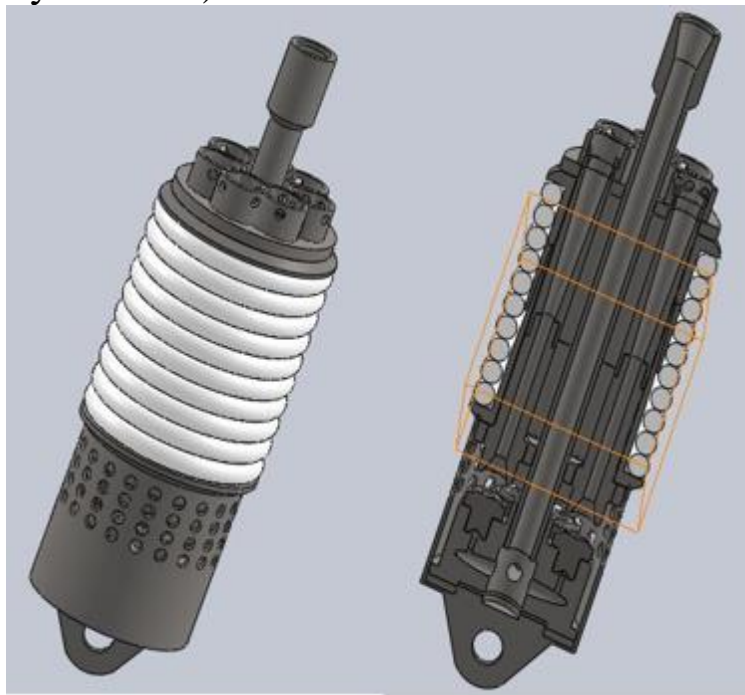


Рисунок 5.14 – Тривимірна модель пристрою для видобування пластової води

В процесі моделювання робочого процесу пристрою розглядаємо граничний варіант роботи струминних насосів, коли приплив рідини відсутній. Такий варіант використання пристрою відповідає виклику припливу пластової води. В цьому випадку струминні насоси створюють максимальні напір та розрідження в підпакерній області. Оскільки дослідженню підлягає внутрішня порожнина пристрою, для замикання його внутрішнього простору обмежувальні поверхні проводимо через вхідний переріз пристрою та вихідні отвори дифузорів, а перфораційні отвори в нижній частині конструкції видаляємо. Граничні умови прийняті у вигляді тисків та витрат на вході в порожнину пристрою та на виході з дифузорів струминних насосів. Витрата рідини на вході в порожнину пристрою складає 34 л/с, а тиск – 4,0 МПа.

Для контролю руху потоків в гідравлічній системі пристрою побудована діаграма розподілу тисків суміщена з векторами напрямків швидкостей потоків (рисунок 5.15) з використанням підпрограми Cosmos Flo Works.

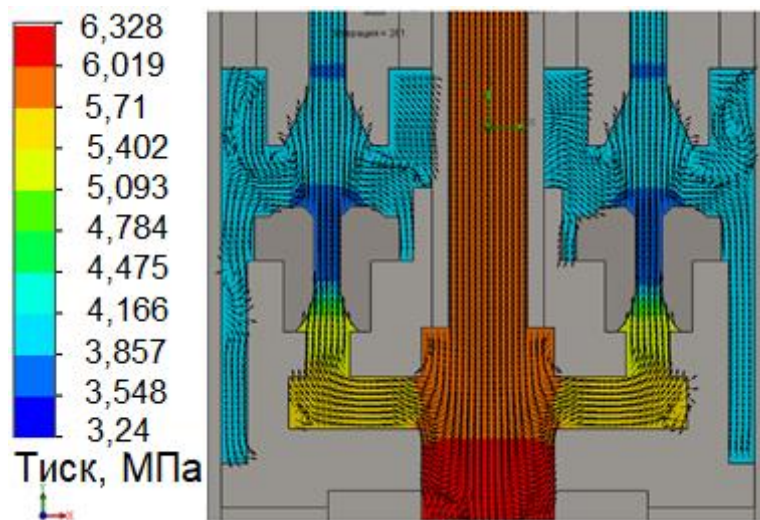


Рисунок 5.15 – Розподіл тисків в ежекційній системі для видобування пластової води суміщений з векторами напрямків швидкостей потоків

Відповідно до наведеної діаграми потік рідини, що надходить від поверхневого насосного агрегата, рухається центральним каналом пристрою і в його нижній частині змінює напрям руху і по радіальних каналах спрямовується на робочі насадки струминних насосів. Нижня частина центрального каналу завершується тупиковим каналом, внаслідок чого в його пристінних областях виникає зворотне перетікання рідини. Вихрові зони виникають також при вході центрального потоку в радіальні відводи робочих насадок та повороті під прямим кутом у висхідному напрямку. Значні вихроутворення виникають і в приймальній камері струминних насосів. На вхідній ділянці камери змішування потік рідини набуває упорядкованого характеру. Наявність вихрових зон в тупиковому центральному каналі, в лініях підведення робочого потоку та в приймальній камері струминного насоса свідчить про гідродинамічну недосконалість конфігурації його проточної частини.

Швидкість потоку в проточній частині струминного насоса змінювалась в діапазоні від 0 до 63,549 м/с (рисунок 5.16 а). Нульова швидкість потоку відповідає застійним зонам в тупиковому каналі та в периферичних частинах приймальної камери. Максимальна швидкість потоку має місце в області виходу робочого потоку з робочої насадки струминного насоса. Необхідно відзначити, що швидкість потоку в центральному каналі перевищує значення швидкостей в проточній частині струминних насосів. Остання обставина пов'язана з поділом центрального потоку при вході в паралельне з'єднання шістьох струминних насосів.

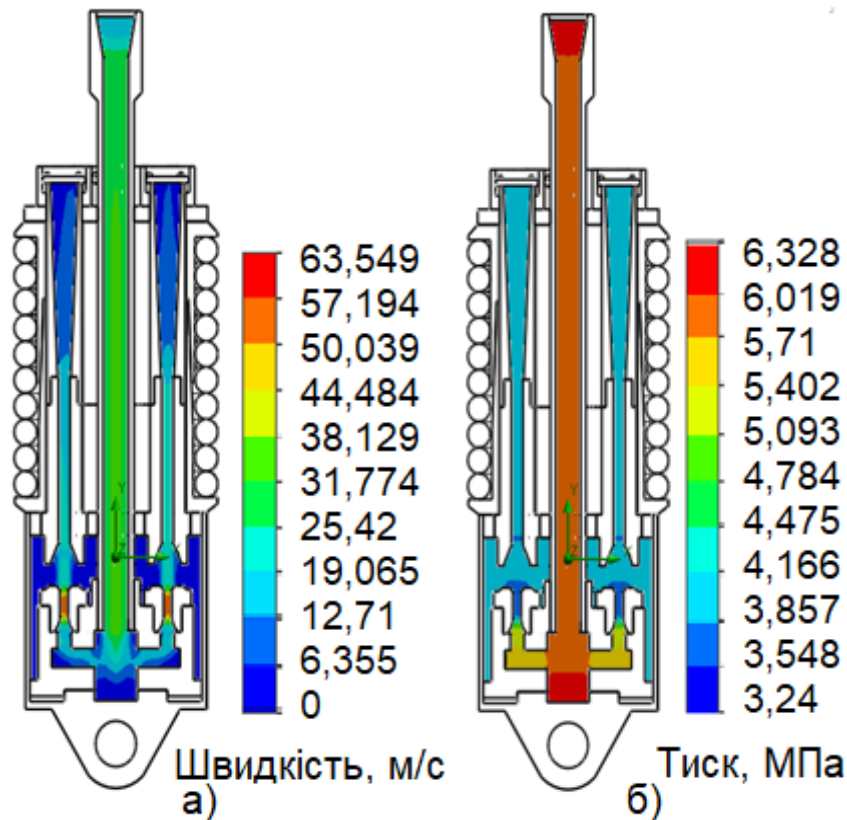


Рисунок 5.16 – Розподіл швидкостей (а) та тисків (б) в проточній частині струминного насоса

Зважаючи на розширення потоку на кінцевій ділянці проточної частини швидкість рідини в камері змішування перевищує її значення в дифузорі струминного насоса. Розподіл тисків відповідно до рівняння Бернуллі дзеркально відображає профілі швидкостей. Мінімальне значення тиску встановлюється в області виходу потоку з робочої насадки струминного насоса і становить 3,24 МПа. Максимальний тиск  $P_{\max} = 6,328$  МПа має місце на вході в центральний гідравлічний канал, оскільки його величина визначається сумою гідравлічних втрат в потоці на шляху від входу в пристрій до виходу з свердловини. Зважаючи на призначення дифузора тиск у його вихідній ділянці перевищує значення тиску в камері змішування. Раптове зниження тиску в радіальних каналах підведення робочого потоку зумовлене його поділом при спрямуванні на робочі насадки шістьох струминних насосів. Зростання тиску в тупиковому каналі центрального потоку зумовлене додатковим впливом на процес швидкісного напору.

#### 5.4 Автоматизація алгоритму визначення оптимальної частоти очищень свердловини з використанням струминного насоса

Однією з інноваційних областей використання свердловинних струминних насосів є ліквідація відкладів гідратів на поверхнях

свердловинного обладнання. Умови утворення гідратів природних та попутних нафтових газів характеризуються наявністю сприятливих термобаричних співвідношень (тиску і температури), гідратоутворювальної речовини та достатньої кількості води. Для ліквідації гідратів необхідно усунути одну з визначальних умов їх існування: високий тиск, низьку температуру або вільну вологу. Відповідно основними методами ліквідації гідратів є зниження тиску, підвищення температури та зменшення кількості вільної вологи при використанні інгібіторів. Використання теплового способу ліквідації гідратів передбачає значні втрати часу та енергетичних ресурсів. Інгібітори є сильнодіючими отруйними речовинами, викликають забруднення навколишнього середовища та збільшують собівартість газу. Для ліквідації відкладів гідратів на поверхнях підземного свердловинного обладнання компанія Baker Hughes розробила [43] вакуумний пристрій, принцип дії якого заснований на використанні ефекту Вентурі. Вакуумний пристрій випробовувався на родовищах Roncador та Marlin Sul у басейні Campos узбережжя Бразилії (компанія Petrobras), які відрізняються низькими температурами продукції свердловин та високими тисками. Істотною перевагою ліквідації гідратів за допомогою свердловинних струминних насосів є можливість їх використання із залученням колтубінгових технологій.

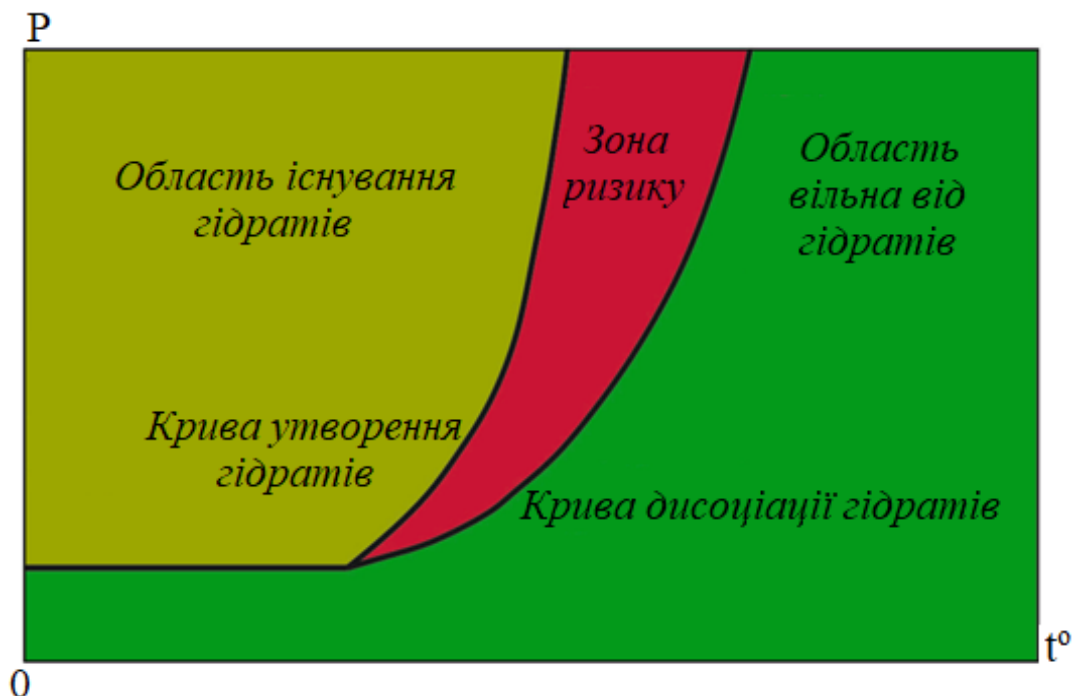


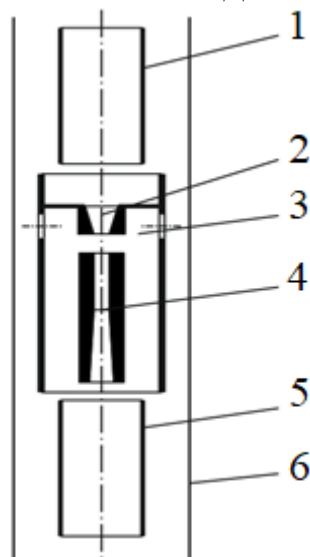
Рисунок 5.17 – Умови утворення гідратів

При цьому реалізуються позитивні якості застосування обох типів інноваційного устаткування. Проведені випробування дозволили вдвічі скоротити тривалість ліквідації гідратних відкладів порівняно з

використанням традиційних для родовищ методів очищення спеціальними скребками.

Відповідно до діаграми рівноважних кривих (рисунок 5.17) зниження тиску в свердловині нижче тиску дисоціації гідратів (при заданій температурі) сприяє їх розкладанню та ліквідації гідратної пробки. Зона існування гідратних відкладів має місце при поєднанні тисків і температур, відповідних області, розташованої ліворуч від кривої утворення гідратів. Для ліквідації відкладів поєднання тисків і температур повинно відповідати зоні, розташованій праворуч від кривої дисоціації гідратів.

Пристрій, що дозволяє знизити тиск у свердловині, включає (рисунок 5.18) струминний насос, що спускають на колоні гнучких труб 1, який складається з робочої насадки 2 і камери змішування з дифузором 3, дроселюючого елемента 5 і вихідного патрубка 6.



1 – колона гнучких труб; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – радіальний канал; 4 – камера змішування з дифузором струминного насоса; 5 – вихідний патрубок; 6 – колона НКТ

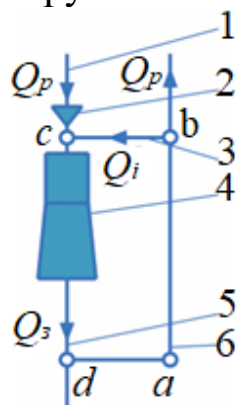
Рисунок 5.18 – Принципова схема пристрою для ліквідації гідратів

Приймальна камера струминного насоса сполучається з кільцевим гідравлічним каналом утвореним колоною гнучких труб і колоною НКТ 6 за допомогою радіального каналу 3. Потік робочої рідини по гідравлічному каналу колони гнучких труб 1 спрямовується на робочу насадку 2 струминного насоса, проходить камеру змішування з дифузором 4, вихідний патрубок 5 і по кільцевому гідравлічному каналу утвореному колоною гнучких труб і колоною НКТ 6 виходить на поверхню. Внаслідок високої швидкості витікання рідини на виході робочої насадки відповідно до рівняння Бернуллі утворюється область

низького тиску, яка через радіальний канал 3 взаємодіє з відкладами гідратів на внутрішній поверхні колони НКТ. Якщо тиск у кільцевому каналі НКТ знижується нижче за величину гідратоутворення, то відповідно до рисунка 5.17 виникають умови для ліквідації відкладів.

У разі утворення суцільної пробки пристрій спускають до місця її виникнення і здійснюють промивання свердловини технічною водою. Після розкладання відкладів збільшують глибину спуску струминного насоса, продовжуючи процес промивання до повної ліквідації пробки по всій довжині її утворення. У разі часткового заповнення каналу НКТ гідратними утвореннями здійснюють спуск пристрою до нижнього рівня розміщення відкладів, після чого в процесі поступового підйому пристрою проводиться очищення колони труб. Таким чином, у разі суцільної пробки її ліквідація здійснюється у напрямку «зверху-вниз», а при очищенні відкладів із частковим заповненням каналу НКТ – у напрямку «знизу-вгору». Величина зниження тиску у свердловині при використанні ежекційної системи визначає необхідну для руйнування відкладів гідратів тривалість операції очищення НКТ та швидкість переміщення струминного насоса.

Відповідно до гідравлічної схеми (рисунок 5.19) робочий потік з витратою  $Q_p$  по гідравлічному каналу колони гнучких труб 1 направляє на робочу насадку 2 струминного насоса.



1 – гідравлічний канал колони гнучких труб; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – радіальний канал; 4 – камера змішування з дифузоровим струминного насоса; 5 – гідравлічний канал вихідного патрубка; 6 – кільцевий гідравлічний канал між колоною гнучких труб та колоною НКТ

Рисунок 5.19 – Гідравлічна схема пристрою для ліквідації гідратів

Гідравлічна схема включає замкнений гідравлічний контур циркуляції  $abcd$ . Внаслідок зниження тиску, створюваного в приймальній камері струминного насоса, виникають умови для підсмоктування

додаткової кількості рідини. Внаслідок приєднання додаткової кількості технічної води у вихідному перерізі дифузора утворюється змішаний потік з витратою  $Q_3$  та тиском  $P_3$ . Змішаний потік виходить у кільцевий гідравлічний канал між колоною гнучких труб та колоною НКТ у точці «а».

У точці «b» відбувається поділ висхідного змішаного потоку: частина потоку з витратою  $Q_p$  по кільцевому гідравлічному каналу між колоною гнучких труб і колоною НКТ рухається у висхідному напрямку на поверхню, а частина з витратою  $Q_i$  і тиском  $P_i$  формує інжектований потік.

Враховуючи тиск змішаного  $P_3$ , робочого  $P_p$  та інжектованого  $P_i$  потоків, представлених у вигляді відносного напору, який створюється струминним насосом  $h = (P_3 - P_i) / (P_p - P_i)$ , тиск на вході в приймальну камеру визначається співвідношенням

$$P_i = \frac{P_3 - P_p h}{1 - h} \quad (5.9)$$

Враховуючи очевидні співвідношення (рисунок 5.19)

$$P_p = \Delta P_{pn} + P_3; \quad (5.10)$$

$$P_3 = P_2 + \Delta P_3, \quad (5.11)$$

де  $\Delta P_{pn}$ ,  $\Delta P_3$  – гідравлічні втрати в робочій насадці та в гідравлічному каналі затрубного простору;

$P_2$  – гідростатичний тиск у свердловині.

Мінімальний тиск інжектованого потоку відповідає максимальній величині відносного напору  $h = h_{\max}$  і нульовому значенню коефіцієнта інжекції  $i=0$ . Тоді враховуючи формули (5.9)–(5.11) отримаємо рівняння, що визначає мінімальну величину тиску інжектованого потоку

$$P_i = P_2 + \Delta P_3 - \Delta P_{pn} \frac{h_{\max}}{1 - h_{\max}} \quad (5.12)$$

Втрати тиску в гідравлічному каналі затрубного простору визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха з урахуванням режиму течії робочої рідини, а втрати тиску в робочій насадці струминного насоса  $\Delta P_{pn}$  – з урахуванням співвідношень використуваних при аналізі гідравлічних характеристик місцевих опорів.



Залежність для визначення тиску інжектowanego потоку (рівняння 5.12) представлена у вигляді функції безрозмірного співвідношення  $P_i/P_2$  від величини витрати робочого потоку  $Q_p$  для струминного насоса з діаметром робочої насадки 5,7 мм і розташованого на глибині 3800 м (рисунок 5.20).

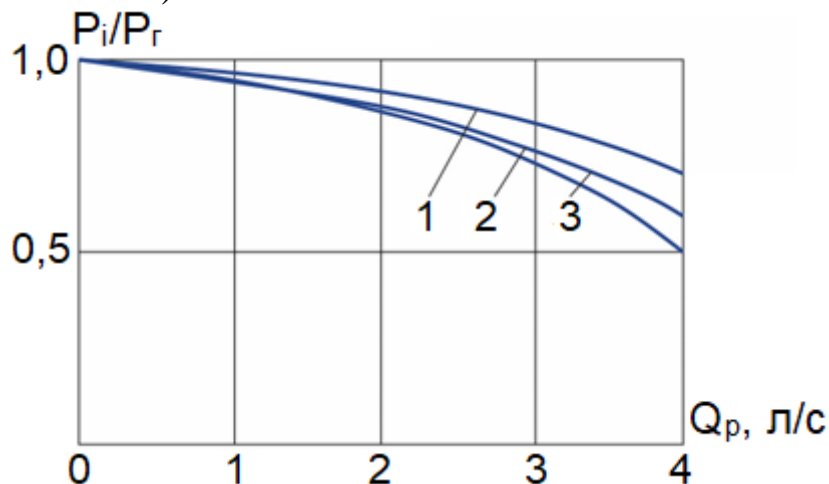


Рисунок 5.20 – Залежність відносного тиску інжектowanego потоку від витрати робочого потоку для різних значень основного геометричного параметра струминного насоса:

$$1 - K_{сн} = 2,75; 2 - K_{сн} = 2,25; 3 - K_{сн} = 2,0$$

Залежність  $P_i/P_2 = f(Q_p)$  має нелінійний обернено пропорційний характер і свідчить про можливість суттєвого зниження тиску в зоні відкладення гідратів при використанні свердловинного струминного насоса. Максимальне зниження тиску у свердловині ( $P_i/P_2 = 0,509$ ) відповідає використанню струминного насоса, співвідношення площ камери змішування і робочої насадки для якого становить  $K_{сн} = 2,0$ . Зниження тиску в свердловині у порівнянні з гідростатичним тиском становить 18,306 МПа.

Отриманий результат підтверджує принципову можливість використання струминних насосів для ліквідації гідратів на поверхнях підземного свердловинного обладнання. Максимальне зниження тиску в свердловині може бути отримано при використанні струминних насосів з мінімальним співвідношенням площ камери змішування та робочої насадки. Тривалість ліквідації гідратів та необхідна для очищення свердловини швидкість підйому або спуску ежекційної системи визначаються глибиною та інтенсивністю їх утворення, температурою,

конструкцією струминного насоса та величиною витрати робочого потоку.

Використання струминного насоса для періодичної ліквідації відкладів гідратів, таким чином, дозволяє підвищити дебіт свердловини. При цьому однак зростають витрати на обслуговування свердловини. Задачу визначення оптимальної частоти очищень свердловини неможливо розв'язати виключно технічними методами без залучення економічних категорій. В процесі розроблення алгоритму розрахунку необхідної кількості очищень свердловини від максимальної прибутковості нафтогазовидобувного підприємства використовуємо високорівневу мову програмування Python.

Застосуємо методику аналізу кривих падіння продуктивності свердловин, яка заснована на припущенні про те, що характер зміни видобування за минулий період часу буде мати місце і в майбутньому [44]. Дане припущення дозволяє описати криву падіння дебіту за допомогою математичних залежностей.

$$q = \frac{q_0}{(1 + db(T/N))^{1/d}}, \quad (5.13)$$

де  $q, q_0$  – поточна та початкова продуктивність насоса;

$d$  – константа Арпса ( $0 \leq d \leq 1$ );

$b$  – ступінь зниження дебіту, діб<sup>-1</sup>;

$T$  – календарний період роботи свердловини,  $T = 365$  діб;

$N$  – кількість циклів (очищень) свердловини

Співвідношення  $T/N$  в рівнянні (5.13) визначає тривалість міжремонтного періоду  $t$ . Інтегрування рівняння (5.13) дозволяє визначити величину накопиченого нафтовидобутку  $V^{(1)}$  упродовж одного циклу експлуатації

$$V^{(1)} = \int_0^{t_k} q dt = \frac{aq_0}{b(a-1)} \left[ 1 - \left( 1 + \frac{bT}{aN} \right)^{1-a} \right], \quad (5.14)$$

де  $a = 1/d$ .

Тоді річний нафтовидобуток становитиме

$$V^{(\Sigma)} = NV^{(1)} \quad (5.15)$$

Витрати на обслуговування свердловини  $B_e$  визначаються співвідношенням

$$B_e = B_{\text{нм}} V^{(\Sigma)} + NB_p, \quad (5.16)$$

де  $B_{\text{нм}}$  – питомі експлуатаційні витрати, у.о./м<sup>3</sup>;

$B_p$  – вартість одного ремонту.

Величина доходу нафтогазового підприємства  $D$  визначається очевидним співвідношенням

$$D = V^{(\Sigma)} C_n, \quad (5.17)$$

де  $C_n$  – оптова ціна нафти.

Тоді прибуток нафтогазового підприємства може бути визначений за формулою

$$\Pi = D - B_e \quad (5.18)$$

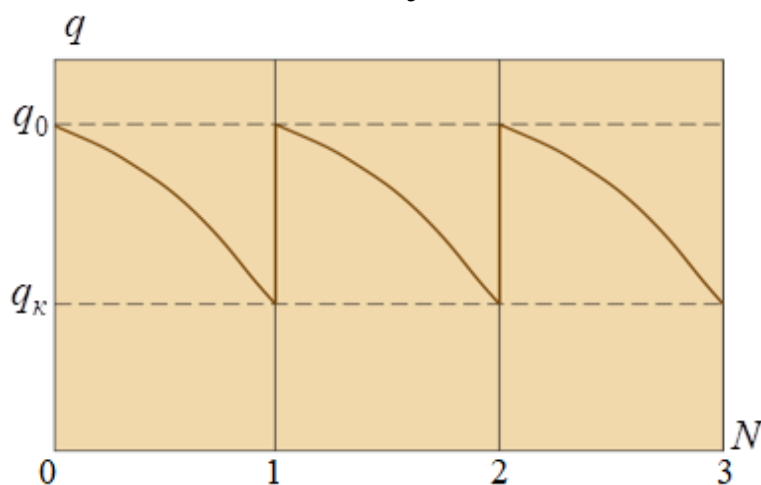


Рисунок 5.21 – Зміна продуктивності свердловини в процесі експлуатації

$q_0, q_k$  – початковий та кінцевий дебіт свердловини упродовж циклу;

$N$  – кількість циклів (очищень) свердловини

Внаслідок постійних відкладів гідратів на підземному обладнанні, що супроводжується його періодичним очищенням, процес нафтовидобутку відзначається циклічним характером зміни продуктивності свердловини (рисунок 5.21). На початку кожного циклу експлуатації продуктивність свердловини  $q_0$  є максимальною  $q_0 = q_{\text{max}}$ . В процесі накопичення відкладів гідратів продуктивність свердловини  $q_k$  зменшується до мінімальної величини  $q_k = q_{\text{min}}$ . Після видалення гідратів з використанням струминного насоса відбувається відновлення продуктивності свердловини, після чого вона знову зменшується до мінімального значення.

Зростання дебіту свердловини зумовлює зростання накопиченого нафтовидобутку та прибутку нафтогазовидобувного підприємства.

Періодичне технічне обслуговування та очищення свердловини, однак, вимагає залучення додаткових витрат, внаслідок чого зменшується прибуток від реалізації видобутої нафти. Наявність зустрічних процесів, пов'язаних із зростанням нафтовидобутку та витратами на ліквідацію гідратів є причиною існування екстремальної залежності прибутку  $\Pi$  нафтогазовидобувного підприємства (рисунок 5.22) від кількості очищень  $\Pi = f(N)$ .

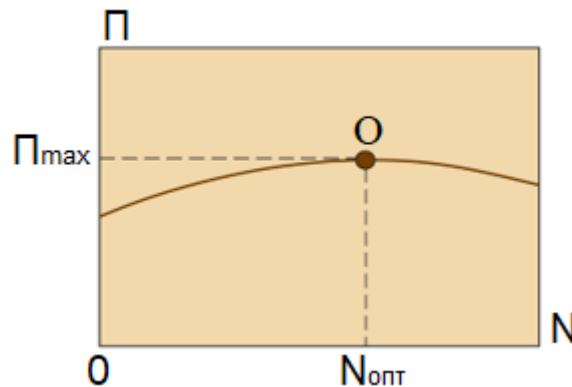


Рисунок 5.22 – Залежність прибутку від реалізації продукції свердловини від кількості очищень свердловини

Максимальна величина прибутку від реалізації продукції свердловини  $\Pi_{\max}$  відповідає оптимальній річній кількості очищень  $N_{\text{опт}}$ .

В процесі визначення оптимальної частоти очищень будемо робочий розрахунковий алгоритм, у якому визначаємо продуктивність свердловини в кінці одного розрахункового циклу  $q = q_k$  (формула (5.13)), величину накопиченого нафтовидобутку  $V^{(1)}$  упродовж одного циклу експлуатації (формула (5.14)), річний нафтовидобуток  $V^{(\Sigma)}$  (формула (5.15)), витрати на обслуговування свердловини  $B_e$  (формула (5.16)), величину доходу нафтогазового підприємства  $D$  (формула (5.17)) та прибуток  $\Pi$  (формула (5.18)) (рисунок 5.23).

Згадану послідовність розрахункових операцій повторюємо змінюючи кількість очищень  $N$  у заданому діапазоні. Розрахунок припиняємо у випадку, коли останнє розрахункове значення прибутку підприємства буде перевищувати аналогічний параметр отриманий для попередньої кількості очищень  $\Pi_i < \Pi_{i-1}$ . Якщо виконується співвідношення  $\Pi_i > \Pi_{i-1}$  – нарощуємо значення кількості очищень  $N$  та повторюємо розрахунок.

При побудові розрахункового алгоритму імпортуємо бібліотеку **pyplot**, яка є частиною бібліотеки візуалізації даних Matplotlib мови програмування Python.

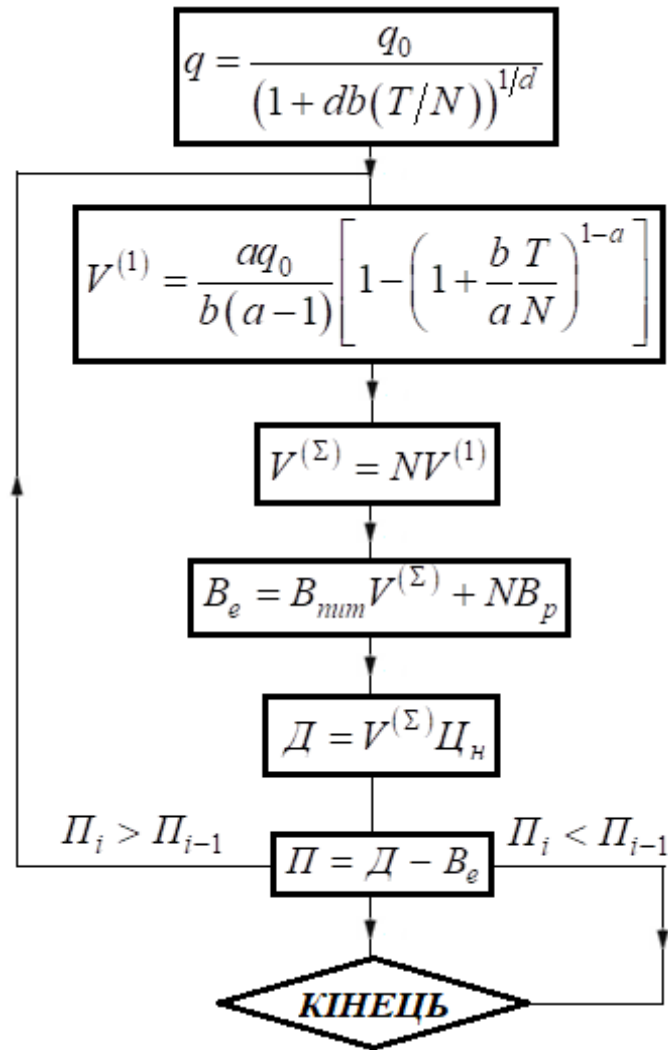


Рисунок 5.23 – Послідовність визначення оптимальної частоти очищень свердловини

Для імпорту бібліотеки щоб зробити код більш зрозумілим застосуємо псевдонім **plt**. Візуалізацію графічних залежностей реалізуємо за допомогою вбудованої в систему команди **%matplotlib**. Для активації робочих бібліотек і побудови графіків прописуємо імпорт бібліотеки «**from matplotlib import pylab as plt**» в середовищі **Notebook**. Відображення графіку при його побудові здійснюємо шляхом вписування команди «**%matplotlib inline**».

Для розглянутих умов задачі створюємо наступні змінні:

- початковий дебіт свердловини  $q_0 = 5 \text{ м}^3/\text{діб}$ ;
- питомі експлуатаційні витрати  $B_{num} = 40 \text{ у.о./м}^3$ ;
- вартість одного ремонту  $B_p = 7000 \text{ у.о.}$ ;
- тривалість річного календарного циклу  $T = 365 \text{ діб}$ ;
- оптова ціна нафти  $C_n = 377 \text{ у.о.}$ ;

- константа рівняння Арпса  $a=1,0015$ ;
- ступінь зниження дебіту  $b=0,01$  діб<sup>-1</sup>.
- кількість циклів (ремонтів)  $N$  свердловини змінюється в діапазоні від  $N=1$  до  $N=12$  (рисунок 5.24)

```

Q0 = 5
Vnum = 40
Vp = 7000
T = 365
Cn = 377
a = 1.0015
b = 0.01
N = [I for I in range (1, 13)]

```

Змінні

```

sig_P = 0 # значення тільки для створення умови завершення циклу
P_list = [] # пустий оператор типу «кортеж» для збереження даних

```

Рисунок 5.24 – Змінні та константи для розрахунку задачі

Розроблений на основі методики аналізу кривих падіння продуктивності робочий алгоритм розрахунку вписуємо у графу виконання програмного коду з використанням операторів циклу **for**, що використовуються для перебору послідовностей та інших ітерованих об'єктів (рисунок 5.25)

```

[18] for n in N
      q = q0 / (1 + (b / a)*(T / n))**a
      V = ((a * q0) / (b * (a - 1))) * (1 - (1 + (b / a)*(T / n))**(1-a))
      Vsum = n * V
      Be = Vnum * Vsum + n * Vp
      D = Vsum * Cn
      P = D - Be
      P_list.append(round(P,1))

```

Рисунок 5.25 – Перебирання послідовності об'єктів

Після розрахунку значень прибутку  $\Pi$  та запису їх до змінної **P\_list**, будемо залежність (рисунок 5.26) оптимальної кількості очищень свердловини  $N_{opt}$  від максимальної прибутковості  $\Pi_{max}$  підприємства  $N_{opt} = f(\Pi_{max})$ , шляхом запису у графу виконання наступного коду:

```

plt.plot(N, P_list) – передача значень для побудови графіку;
plt.xlabel("Кількість ремонтів") – підпис осі X;
plt.ylabel("Прибуток") – підпис осі Y.

```

Відповідно до проведених досліджень максимальний прибуток нафтогазового підприємства має місце у випадку  $N_{opt}=10$  та складає  $\Pi_{max}=453721,59$  ум.од.

```
[20]: plt.plot(N, P_list)
      plt.xlabel("Кількість ремонтів")
      plt.ylabel("Прибуток")
```

```
[20]: Text(0, 0.5, 'Прибуток')
```

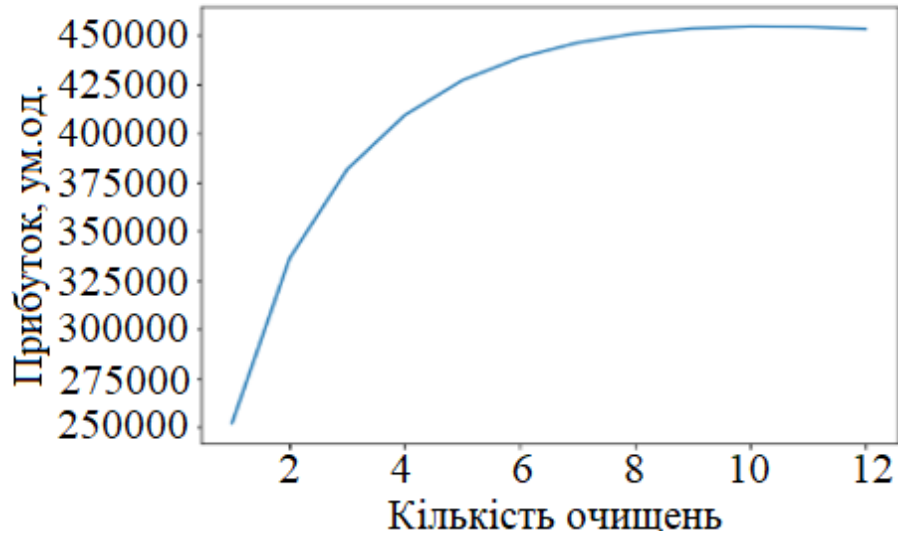


Рисунок 5.26 – Визначення оптимальної кількості очищень свердловини

## ПІСЛЯМОВА

Одним з основних трендів четвертої промислової революції є цифровізація світової економіки. Відповідно до сучасних прогнозів розмір глобального ринку цифрової трансформації досягне 8,92 трильйона доларів США до 2030 року при середньорічному темпі зростання 21,6 %. Зважаючи на сучасні тенденції розвитку енергетики нафтогазові оператори, нафтогазопромислові і сервісні компанії підвищують обсяги застосування цифрових технологій при реалізації виробничих процесів в нафтогазовій галузі.

Цифровізація технологічних операцій нафтогазової галузі дозволяє оптимізувати режими буріння, експлуатації та технічного обслуговування свердловин, інтенсифікувати процеси впливу на продуктивний горизонт, підвищити ефективність реалізації методів вторинного нафтогазовидобутку та удосконалити логістичні зв'язки між елементами паливно-енергетичного комплексу.

З появою індустрії 4.0 нафтогазова промисловість розглядає низку цифрових технологій спрямованих на підвищення продуктивності, ефективності та безпеки технологічних операцій при мінімізації капітальних та експлуатаційних витрат, ризиків для здоров'я та навколишнього середовища. Імітаційні програми-симулятори та спеціальні прикладні програми є одними із складових елементів цифровізації технологічних процесів спрямованих на підвищення ефективності проектування та експлуатації нафтогазових машин і обладнання.

Проведеними дослідженнями встановлено області раціонального використання при моделюванні робочих процесів нафтогазового обладнання програм-симуляторів та спеціальних прикладних програм у вигляді автоматизованих розрахункових алгоритмів. Переваги застосування 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.



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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), October 2-5 1955. 15 p.
2. Паневник Д.О., Паневник О.В. Підвищення ефективності первинного розкриття продуктивного горизонту. Нафтогазова галузь України. 2020. № 3. С.22–27.
3. Hughes J. Underbalanced horizontal drilling could it be the ultimate completion Technique? URL: <http://www.sunstone technologies.net>. (accessed 2014). 15 p.
4. 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.
5. Cholet H. Improved hydraulics for rock bits: proceeding of the 53 rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers of AIME, Houston, USA, October 1-3 1978. SPE 7516. 8 p.
6. 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.
7. 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.
8. 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. No 17. P. 1602–1615. <https://doi.org/10.1007/s12182-020-00472-8>.
9. Chen X., Gao D., Guo B. A method for optimizing jet-mit-bit hydraulics in horizontal drilling. SPE Journal. 2016. №.4. P. 416–422.
10. 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 in-jector 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>.
11. 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? 54th U.S. Rock

Mechanics/Geomechanics Symposium, physical event cancelled, Golden, Co. June 28–July 1 2020. Vol. 3. P. 2083–2088.

12. Clark C., Kosmicki R. Hydraulic jet pumps prove worth for lifting early production. *World Oil*. 2014. № 5. P. 68–73.

13. Muster S., Clark C. Rethink Artificial Lift with Hydraulic Pumping Systems. *Diverse Energy Systems*. [www.flowfastjetpumps.com](http://www.flowfastjetpumps.com). 2016. Vol. 3. 12 p.

14. Brown K.E. Overview of artificial lift systems. *Journal of Petroleum Technology*. 1982. Vol. 34. No 10. P.2384–2391.

15. 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](https://doi.org/10.23967/j.rimni.2018.11.002).

16. 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>.

17. Patent USA № US4790376A, Cl. E21B43/129. Downhole jet pump / Weeks B.R. Appl. US06/935,819; filed: 28.11.1986; pub. date: 12.13.1988.

18. Chen S., Yang D., Zhang Q., Wang J. An Integrated Sand Cleanout System by Employing Jet Pumps. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2009. Vol.48. № 5. P.17–23.

19. Falk K., Fraser B. Concentric Coiled Tubing Application for Sand Cleanouts in Horizontal Wells. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 1998. Vol. 37. № 10. P. 46–50.

20. Li J., Misselbrook J.G., Seal J. Sand Cleanout with Coiled Tubing: Choice of Process, Tools, or Fluids? SPE Europec/EAGE Annual Conference and Exhibition, Rome, Italy, 9–12 June 2008. SPE 113267. 27 p.

21. Sand–Vac and Well–Vac Cleanout Systems. Baker Hughes Incorporated. Sustainability report 2023. 2 p. [www.bakerhughes.com](http://www.bakerhughes.com).

22. 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>.

23. 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.
24. 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.
25. 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>.
26. 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>.
27. 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. Vol. 57. Issue 1–2. P. 245–253. <https://doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.040>.
28. Роговий А. С., Лук'янець С. І. Кінематичні параметри течії нафти у вихорокамерному насосі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. 2022. No. 1. С. 59–65. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2022.1.09>.
29. Роговий А.С., Костюк М.О., Азаров А.С. Удосконалювання енергетичних параметрів нафтових струминних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. 2022. No. 1. С. 25–32. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2022.1.04>.
30. 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.
31. Shrestha U., Choi Y.-D. Estimation of Reverse Flow Rate in J-Groove Channel of AJP and SCP Models Using CFD Analysis. *Processes* 2022. Vol. 10 (785). 21 p. <https://doi.org/10.3390/pr10040785>.
32. Kurniawan A., Nariswari R.N., Afni A.L. CFD Simulation and Efficiency Analysis of Natural Gas Ejector-Booster System. *Proceedings of the National Seminar on Chemical Engineering "Kejuangan" «Development of Chemical Technology for the Processing of Indonesian Natural Resources»*, Indonesia Yogyakarta, 25 May 2023. ISSN 1693-4393. 10 p.
33. Yang Y., Wu S., Wang C., Jiao W., Ji L., An C., Ge J. Effect of effuser throat diameter on the internal flow structure and energy

characteristics of the jet pump. *Energy Reports*. 2023. Vol. 9. P. 2075-2086. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.01.025>.

34. Zheng J., Hou Y., Tian Z., Jiang H., Chen W. Simulation Analysis of Ejector Optimization for High Mass Entrainment under the Influence of Multiple Structural Parameters. *Energies*. 2022. Vol. 15. Issue 19. 7058.13 p. <https://doi.org/10.3390/en15197058>.

35. Samad A., Nizamuddin M. Flow Analyses Inside Jet Pumps Used for Oil Wells. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2013. Vol. 6. No.1. 11 p. <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2012.6.1.001>.

36. Wang Z., Lei Y., Wu Z., Wu J., Zhang M., Liao R. Structure Size Optimization and Internal Flow Field Analysis of a New Jet Pump Based on the Taguchi Method and Numerical Simulation. *Processes*. 2023. Vol. 11. Issue 2. P. 341. <https://doi.org/10.3390/pr11020341>.

37. Паневник О.В. Дослідження кінематичного поля змішуваних потоків. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2023. № 39(88). С. 18–24.

38. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu NHU*. 2019. №1. С.62–68. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2019-1/7>.

39. 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).

40. 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. <https://doi.org/10.18668/NG.2022.09.02>.

41. Паневник О.В., Яремійчук Р.С., Чернобыльский А.Г. Використання ежекційно-хвильових процесів для ліквідації ускладнень при бурінні. Київ: Українська книга, 1998. 211 с.

42. 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>.

43. Duque L., Guimaraes Z., Almeida V., Chagas J., Barros R., Fonseca P., Siqueira N. Concentric coiled tubing well vacuuming effectively removes flowline hydrates. *SPE/ICoTA Coiled Tubing and Well Intervention conference, Texas (Woodlands), USA, March 27–28. 2012. 7 p.*

44. Panevnik D.A., Panevnik A.V., Krehel R., Kočiško M. Determination of Jet Pump Performance when Eliminating Borehole Hydrates. Innovative technologies of oil and gas. Chemistry and Technology of Fuels and Oils, (2022). Published: 26 March 2022 <https://doi.org/10.1007/s10553-022-01349-9>.



### **ЧУДИК Ігор Іванович**

**Alma mater:**

- Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Спеціальність:**

- Буріння свердловин (ОПП «Буріння нафтових і газових свердловин»)

**Науковий ступінь:**

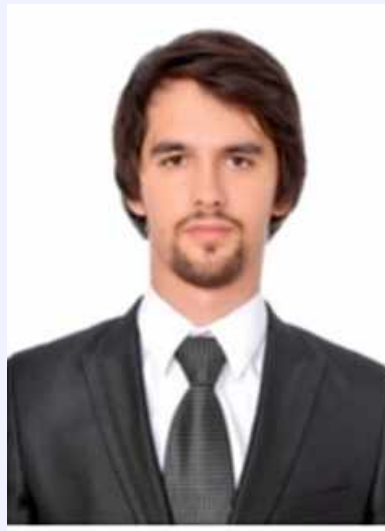
- Доктор технічних наук

**Вчене звання:**

- Професор

**Місце роботи, посада:**

- Ректор Івано-Франківського національного технічного університету нафти й газу



### **ПАНЕВНИК Денис Олександрович**

**Alma mater:**

- Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Спеціальність:**

- Нафтогазова інженерія та технології (ОПП «Обладнання нафтових і газових промислів»)

**Науковий ступінь:**

- Доктор філософії (PhD)

**Вчене звання:**

- Доцент

**Місце роботи, посада:**

- Доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання