

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Д.О. СЬОМІН, А.С. РОГОВИЙ

ВИХОРОКАМЕРНІ НАГНІТАЧІ

Монографія

Харків 2017

УДК 621.22:621.694.3
ББК 39.79:31.56
С73

Рекомендовано до друку Вченою радою
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
Міністерства освіти і науки України
(протокол № 3/17/5.4 від 26.12.2017)

Р е ц е н з е н т и:

Андренко П.М., доктор технічних наук, професор Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»;
Панченко А.І., доктор технічних наук, професор Таврійського державного агротехнологічного університету

Автори

Сьомін Д.О., докт. техн. наук, професор
Роговий А.С., докт. техн. наук, доцент

Сьомін Д.О., Роговий А.С

С73 Вихорокамерні нагнітачі: монографія / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий –
Харків: ФОП Мезіна В.В., 2017. – 204 с.
ISBN 978-617-7577-53-8

У монографії наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень принципово нового типу струминних нагнітачів відцентрової дії. Їх конструкція не містить рухомих механічних частин, а також ущільнень, завдяки чому вони мають високі показники надійності і довговічності притаманні струминній техніці. Концепція нагнітачів базується на новому для струминних нагнітачів принципі – поєднанні позитивних якостей процесів у відцентрових і струминних нагнітачах та особливостях гідродинаміки обмежених оберткових потоків. Розроблені нагнітачі є більш енергоефективними, внаслідок передачі енергії в полі відцентрової сили. Надаються методики проектування систем та розрахунку пристроїв. Розглядаються особливості реалізації у промисловості систем, що побудовані із використанням вихорокамерних нагнітачів.

Для наукових працівників, інженерів, аспірантів та студентів.

УДК 621.22:621.694.3
ББК 39.79:31.56

ISBN 978-617-7577-53-8

© Сьомін Д.О., Роговий А.С., 2017

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	6
Розділ 1. Проблеми перекачування гетерогенних середовищ та напрямки розвитку й удосконалення струминних нагнітачів	7
1.1. Сучасні умови роботи нагнітачів в промисловості	7
1.2. Сучасні засоби для перекачування однорідних середовищ в складних умовах експлуатації	9
1.2.1. Нагнітачі динамічного типу.	9
1.2.2. Нагнітачі об'ємного типу	12
1.2.3. Ерліфти	13
1.2.3. Струминні нагнітачі.	13
1.3. Енергетична ефективність пневмотранспортних установок	18
1.3.1. Аерожолоби	19
1.3.2. Струминні насоси для пневмотранспорту	20
1.3.3. Установки всмоктувальної дії.	21
1.3.4. Шлюзові насоси.	23
1.3.5. Пневмогвинтові насоси.	25
1.3.6. Пневматичні камерні насоси.	27
1.4. Енергетична ефективність гідротранспортних установок	31
1.4.1. Динамічні насоси для гідротранспорту	33
1.4.2. Об'ємні насоси для гідравлічного транспорту	34
1.4.3. Струминні насоси для гідравлічного транспорту.	36
1.5. Можливість дослідження робочого процесу нагнітачів за допомогою розрахункового експерименту	39
Розділ 2. Теоретичні дослідження обґрунтування можливості передачі енергії з більш високими показниками ефективності в обмежених обертових потоках текучих середовищ	42
2.1. Робочі процеси вихорокамерного нагнітача	42
2.2. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів	43
2.3. Гідродинамічні підходи до математичного моделювання робочих процесів у вихорокамерних нагнітачах	48
2.4. Моделювання течії ідеальної рідини	51
2.5. Зональне моделювання течії в'язкої рідини	55
2.6. Тривимірне моделювання течії в'язкої рідини	58
2.7. Числова реалізація математичної моделі	63
2.7.1. Метод кінцевих об'ємів.	63
2.7.2. Одержання дискретних аналогів рівнянь Нав'є-Стокса	67
2.7.3. Критерії відбору програмних засобів, використаних при рішенні поставленої задачі.	72
Розділ 3. Верифікація розрахунків течії у вихорокамерних нагнітачах	76

3.1. Математичні моделі, що використалися для верифікації течії у вихорокамерному нагнітачі	77
3.2. SST модель турбулентності із коригуванням на кривизну ліній струму та обертання потоку	78
3.3. Метод DES	79
3.4. Результати верифікації вихорокамерного нагнітача з закритим вихідним каналом	80
3.5. Влив виду сітки та точність розрахунку течії у вихорокамерному нагнітачі	86
3.6. Влив кількості елементів сітки та точність розрахунку течії у вихорокамерному нагнітачі	87
3.7. Результати верифікації вихорокамерного нагнітачі в нормальному режимі роботи	89
3.8. Результати верифікації методу DES для розрахунку течії у вихорокамерному нагнітачі	93
Розділ 4. Експериментальні дослідження вихорокамерних нагнітачів	99
4.1. Загальні положення	99
4.2. Експериментальні стенди	99
4.2.1. Пневматичний експериментальний стенд.	99
4.2.2. Пневматичний експериментальний стенд для дослідження пневмотранспорту	101
4.2.3. Гідравлічний експериментальний стенд.	102
4.3. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура	104
4.4. Методика обробки експериментальних даних й оцінка похибок вимірів	104
4.4.1. Порядок виконання обробки експериментальних досліджень	104
4.4.2. Систематичні похибки при непрямим вимірах	106
4.4.3. Регресійний аналіз й оцінка похибок апроксимацій.	107
4.4.4. Методика й порядок проведення експериментальних досліджень	108
4.5. Експериментальні дослідження робочих характеристик вихорокамерних нагнітачів із двостороннім всмоктуванням	109
4.6. Результати досліджень вихорокамерних нагнітачів із урахуванням впливу гравітації	113
4.7. Перевірка адекватності математичної моделі течії в вихорокамерному нагнітачі	118
4.8. Рух газового пухирця в короткій вихровій камері	119
4.8.1. Розрахунок траєкторій руху газового пухирця в короткій вихровій камері.	119
4.8.2. Математичне моделювання руху газового пухирця в центральній області короткої вихрової камери	125

Розділ 5. Удосконалення енергетичних характеристик вихорокамерних нагнітачів, що працюють на однорідних середовищах	131
5.1. Особливості робочих процесів вихорокамерних нагнітачів	131
5.2. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних нагнітачів	135
5.3. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних нагнітачів	139
5.4. Використання багатоступінчастих вихорокамерних нагнітачів ...	143
5.5. Критерії подоби вихорокамерних нагнітачів	146
Розділ 6. Практичне використання вихорокамерних нагнітачів у системах перекачування гетерогенних середовищ	153
6.1. Порівняльний аналіз робочих характеристик струминних нагнітачів вихрового типу	153
6.2. Використання вихорокамерних нагнітачів в гідро- та пневмотранспортних системах.....	157
6.2.1. Системи пневмо- і гідротранспорту, використовувані в промисловості.	158
6.2.2. Особливості застосування вихорокамерних нагнітачів.	158
6.2.3. Зведений графік полів струминних нагнітачів, використовуваних у гідро- та пневмотранспортних системах.	163
6.3. Управління роботою вихорокамерного нагнітача	163
6.3.1. Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у дренажному каналі.	164
6.3.2. Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у каналі всмоктування.....	165
6.3.3. Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у тангенціальному вихідному каналі.....	166
6.4. Методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів ..	167
6.4.1. Вихорокамерний нагнітач високої напірності.	170
6.4.2. Методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів високої напірності для перекачування твердих середовищ.	172
6.4.3. Вихорокамерний нагнітач високої продуктивності.....	173
6.4.4. Методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів високої продуктивності для перекачування твердих середовищ.....	174
6.5. Методика розрахунку пневмотранспортної установки вугільного пилу на основі вихорокамерного нагнітача.....	175
Закінчення	182
Список використаних джерел.....	184

ВСТУП

В багатьох технологічних схемах різних галузей виробництва одним із основних елементів гідропневматичних систем є нагнітачі. Можливість зниження енергетичних та матеріальних витрат під час перекачування різних середовищ є найважливішою проблемою промисловості тому, що витрати на перекачування в деяких галузях складають більше половини загальних витрат виробництва. Особливо гостро це питання стоїть у вугільній, хімічній, металургійній промисловостях, на транспорті, під час збагачення корисних копалин, де насосне обладнання та системи пневматичного переміщення працюють у несприятливих умовах експлуатації, а саме: різкі перепади температури, вібрації, знакозмінні прискорення й ударні навантаження, підвищена вологість, запиленість, хімічна агресивність робочого і навколишнього середовищ, а під час перекачування сипучих вантажів ще й абразивна їх дія. Використання трубопроводного гідро- та пневмотранспорту кожного року збільшується, що обумовлено простотою конструкції та малими габаритними розмірами, але надійність та довговічність такого обладнання досить низька та спричиняє значні експлуатаційні витрати, що сягають 30-50% його вартості.

Наявність негативних зовнішніх факторів, і факторів, що обумовлені властивостями робочих середовищ, знижує надійність існуючих нагнітачів, у порівнянні з нормальними умовами експлуатації, у десятки, а в окремих випадках у сотні разів, до того ж знижується час служби насосів, в деяких випадках до тижня. Така низька надійність пояснюється швидким зношенням механічних рухомих елементів та ущільнень нагнітачів динамічного та об'ємного типів, які використовуються майже в 90% гідропневматичних систем переміщення сипучих середовищ.

Можливе розв'язання проблеми надійності та довговічності нагнітачів за рахунок використання струминних апаратів стримується досить низькими ККД, які не перевищують 30% для прямоточних насосів та 10% для вихрових ежекторів. Тому подальший пошук більш ефективних способів передачі енергії за допомоги поєднання двох способів – обміну кількістю руху та переважною дією відцентрової сили у створюваних нагнітачах нового типу на основі вихрової камери, вихорокамерних нагнітачів (ВКН) є актуальною науково-практичною проблемою.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ГЕТЕРОГЕННИХ СЕРЕДОВИЩ ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЇЇ УДОСКОНАЛЕННЯ СТРУМИННИХ НАГНІТАЧІВ

1.1. Сучасні умови роботи нагнітачів в промисловості

У сучасній техніці застосовується велика кількість різновидів гідравлічних та пневматичних машин. Найбільше поширення одержали об'ємні й лопатеві насоси та гідродвигуни. Об'ємні гідромашини (поршневі, шестеренні, аксіально-поршневі й т.д.) працюють за рахунок зміни об'єму робочих камер, що періодично з'єднуються із вхідним та вихідним патрубками. Робочим органом лопатевої машини є обертове робоче колесо, постачене лопатями. Енергія від робочого колеса рідини (лопатевий насос) або від рідини робочому колесу (лопатевий двигун) передається шляхом динамічної взаємодії лопат колеса із рідиною, що їх обтікає.

Таким чином, у більшості випадків транспортування рідин застосовуються гідравлічні машини з механічними рухомими органами, що дозволяє отримувати досить високі показники ефективності робочого процесу перекачування.

Технічні системи, у яких стисливі та нестисливі текучі середовища є обов'язковою складовою частиною здійснюваного робочого процесу, різноманітні за принципом дії, призначенню й конструктивному виконанню. Закон збереження енергії поширюється на всі матеріальні середовища, у тому числі й на рідину. Його математичним втіленням для потоку рідини є відомий інтеграл Д. Бернуллі, що відбиває собою, у тому числі, спосіб розподілу сумарної гідравлічної енергії потоку рідини на складові. Технічні пристрої, у яких корисно використовуються, хоча б частково, кінетичні складові енергії потоку рідини, відносяться до машин гідродинамічного принципу дії. Даний напрямок гідромашинобудування на даний час інтенсивно розвивається [55, 208].

У промисловості досить часто необхідно перекачувати різні неоднорідні середовища. Тому, одним з напрямків вдосконалення гідравлічних та пневматичних машин є проектування нагнітачів для перекачування різноманітних гетерогенних середовищ [26, 96, 227, 292]. Нажаль, на відміну від нагнітачів, що використовуються для перекачування однорідних середовищ, енергетичні показники транспортування гетерогенних, є енергетично не досконалі, внаслідок зниження ККД нагнітачів за рахунок взаємодії твердих і рідких часток та швидкого зношування рухомих елементів [5, 27, 244].

Гетерогенна, неоднорідна або багатофазна суміш – це газосуспензії, аерозолі, емульсії, рідини з пухирцями газу, композитні матеріали, насичені рідиною й газом ґрунти й т.д. Вони характеризуються, на відміну від гомогенних сумішей (сумішей газів, розчинів, сплавів), наявністю макроскопічних (стосовно молекулярних масштабів) неоднорідностей або включень. У гомогенних сумішах складові перемішані на молекулярному рівні. Проміжне положення між гетерогенними й гомогенними сумішами займають колоїдні суміші (колоїди) і міцелярні розчини [91].

З можливих гетерогенних сумішей найбільш докладно вивчені завдяки своїй порівняно регулярній структурі так називані дисперсні суміші, які складаються із двох фаз, одна з яких є краплі, пухирці або тверді частки. Розрізняють наступні види дисперсних сумішей [45, 91]:

- суспензії – суміші рідини із твердими частками;
- емульсії – суміші рідини із краплями іншої рідини;
- бульбашкові середовища – суміші рідини з пухирцями газу або пару.

У науковій літературі з механіки часто всяку дисперсну суміш називають суспензією.

Краплі, пухирці, тверді частки в дисперсній суміші називають дисперсними частками або дисперсною фазою, а навколишню несучу фазу – дисперсійною фазою.

Із гетерогенними потоками рідини в практиці доводиться зустрічатися досить часто, наприклад, при розгляді потоків води, що містять зважені частки ґрунту (так називані зважені наноси) або кристали льоду, шугу, або при розгляді потоків води, що містять міхури повітря (аерування потоків), і т.п. Дуже часто доводиться розглядати двофазні потоки в гідро- і пневмотранспорті.

У різних галузях промисловості, таких як вугільна, хімічна, теплоенергетична, сільське господарство, транспорт й ін., найчастіше основну роль у технологічних процесах займають гідравлічні й пневматичні системи, у яких несправність або вихід з ладу насосів і компресорів, впливає на вартість технологічних процесів або зупиняє виробництво. Основними причинами несправності насосів є різні негативні впливи з боку зовнішнього й робочого середовищ такі як: ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність робочого середовища, наявність абразивних часток у середовищах, що перекачуються. Ці негативні впливи приводять до швидкого зношування механічних робочих органів динамічних насосів. Особливо гостро питання зношування стоїть в тих галузях промисловості, де насоси найчастіше працюють у несприятливих умовах [55, 125, 172, 206].

При несприятливих умовах роботи робочих органів насосів доводиться робити оптимальний вибір між насосами різної форми й конструкції такими як: об'ємні насоси, лопатеві або струминні [18, 24, 56, 82, 92, 94, 129]. В цих умовах зазвичай об'ємні нагнітачі не використовують, або використовують із фільтруванням робочої рідини.

Щодо впливу стисливості рідини, гідравлічні та пневматичні машини можливо розглядати як один клас машин, які мають загальні риси в реалізації робочих процесів. Основний принцип поділення цих машин на різні класи пов'язано із ступенем впливу стисливості робочого середовища на особливості робочого процесу гідромашин. Загальне та відмінне в робочих процесах машин може характеризуватися критерієм Маха – ступінь близькості характеризує ступень однотипності робочого процесу порівнюваних гідравлічних машин [23, 55, 97, 153]. Тому, загалом, гідравлічні та пневматичні машини із близьким робочим процесом та можливістю перекачування як рідин так і газів будемо називати нагнітачами.

1.2. Сучасні засоби для перекачування однорідних середовищ в складних умовах експлуатації

Різниця тисків рідини на виході з нагнітача й в приєднаному трубопроводі обумовлює переміщення середовища, що перекачується. При цьому, в залежності від типу середовища спроектовано безліч конструкцій нагнітачів, які здатні перекачувати рідинні, газоподібні або тверді середовища. У випадку необхідності перекачуванні хімічно агресивних середовищ розроблено спеціальне насосне обладнання зі спеціальних матеріалів таких як пінопропилен або пропилен. Все обладнання, що використовується в нафтодобувній та нафтопереробній промисловості відрізняється не тільки стійкістю до високих температур, але й є вибухозахисним [55].

Загалом кажучи, на сьогоднішній день, всі типи нагнітачів, що використовують в загальних умовах: динамічні, об'ємні та струминні, використовуються також й у екстремальних. Але при несприятливих умовах експлуатації використання «класичних типів» нагнітачів, призводить до погіршення або ККД нагнітача, або необхідності використання особливих матеріалів, або до швидкого зношення механічних рухомих органів.

При роботі на однофазних, чистих середовищах більша частина типів нагнітачів зарекомендувала себе дуже добре та мають високі показники надійності, довговічності та ефективності. ККД нагнітачів у цих випадках досягають значень близьких до 100 відсотків. Але, в інших, більш складних випадках переміщення середовищ, ці показники значно зменшуються, тому подальший шлях удосконалення конструкцій нагнітачів потребує зміцнення деталей, покращення проточних частин, або пошук спеціальних конструкційних матеріалів. На сьогоднішній час, більшість перерахованих шляхів удосконалення вже майже вичерпано. Тому, є необхідність пошуку нових шляхів удосконалення конструкцій нагнітачів, якими є пошук нових більш ефективних принципів передачі енергії та відповідних типів, класів та конструкцій нагнітачів. Розробка нових насосів потребує об'єднання позитивних якостей відомих конструкцій із мінімізацією недоліків, які виникають при їх роботі у несприятливих умовах експлуатації.

1.2.1. Нагнітачі динамічного типу. Найпоширенішими нагнітачами динамічного типу є відцентрові насоси. Це відбулося завдяки ряду переваг, у порівнянні з іншими типами насосів. Їх основні достоїнства це безперервність подачі, простота, невисока вартість та досить високий ККД (60...80%). Вони легко піддаються автоматизації управління. Зміна експлуатаційних показників якості роботи насоса (насосного агрегату) виникає по-різному залежно від середовища, що перекачується, а також властивостей і складу середовища. При цьому можлива повна втрата працездатності машини: зрив параметрів через забивання проточної частини насоса твердими частками або через розрив суцільності потоку, внаслідок появи в ньому газових пухирців [51, 87, 140, 274]. По-друге, можливе істотне зниження напору, ККД і збільшення витраченої потужності через вплив складу й властивостей середовища, що перекачується [39, 46,

50]. По-третє, можливе різке зменшення терміну служби через абразивне зношування, хімічної агресивності (корозії) [95, 133, 141, 215].

Рекомендації, що виникли в результаті накопиченого досвіду Сумської школи насособудування й викладені в роботах [51, 52, 55, 140], щодо вибору конструкцій робочих коліс із урахуванням реального складу й властивостей середовищ, що перекачують, спрямовані на забезпечення працездатності насоса й зведення до мінімуму можливості забивання проточної частини й зриву параметрів роботи, не приводять до істотного збільшення надійності й довговічності таких насосів.

При розгляді проблеми перекачування багатофазних середовищ наукова школа СумДУ [25, 50, 55, 68] підійшла до питання про способи її рішення, реалізованих у конструкціях існуючих гідродинамічних насосних агрегатів. Виділяються два протилежних підходи. Перший – створення принципово нового насосного обладнання блочно-модульного виконання. Другий – внесення немодульних змін у геометрію проточних частин існуючих насосів з метою забезпечення їхньої працездатності на багатофазному середовищі.

Найбільше зустрічається немодельна зміна геометрії проточної частини відцентрового насоса – обточування його робочого колеса по зовнішньому діаметрі. У випадку робочого колеса з нормальним числом лопат параметри насоса при підрізуванні перераховуються за формулами, наведеним в [55].

Аналіз отриманих результатів у роботі [68] показує, що коефіцієнт напору зі зменшенням числа лопат (у насосах для перекачування гідросумішей) безупинно падає, а зміна оптимальної подачі у зв'язку зі зменшенням числа лопат (схема показана на рис. 1.1) практично не спостерігається. Зменшення числа лопат приводить не тільки до зниження напору, але й до зниження ККД.

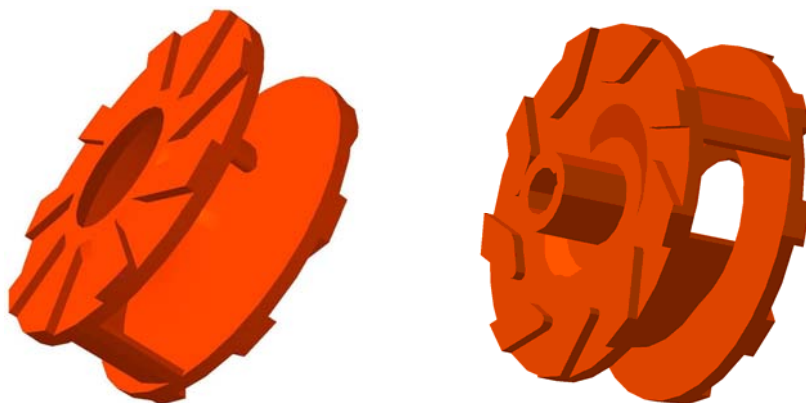


Рисунок 1.1 – Схеми робочих коліс зі зменшеною кількістю лопат (одно-, дво- і трилопатеві робочі колеса)

Зрив характеристик лопатевих й, зокрема, відцентрових насосів при перекачуванні твердих середовищ відбувається через забивання вихідного патрубка машини, що пов'язане з наявністю вихрових зон. Самі дрібні частки гідросуміші, потрапляючи у вихрові зони поступово накопичуються в них і при наявності шорсткості відкладаються в просторах між виступами [51].

Використання відцентрових насосів при перекачуванні газорідних сумішей з великим вмістом газу приводить до зриву параметрів роботи, зниженню ККД й економічної ефективності їх використання [50, 67, 68].

Удосконалення роботи динамічних насосів, та відцентрових зокрема, на гідросумішах призвело до розробки вихрових насосів. Основні дані й характеристики роботи вихрових насосів, викладені в роботах [12, 15, 137]. Робочим органом вихрового насоса є робоче колесо 1 з радіальними або похилими лопатками, поміщене в циліндричний корпус із малими торцевими зазорами.

Вихрові насоси не придатні для перекачування рідини з великою в'язкістю, внаслідок того, що при збільшенні в'язкості напір і ККД різко падають. Вихрові насоси застосовуються при числах Рейнольдса більших за 20000. При цьому цей критерій розраховується за радіусом центра мас, окружною швидкістю робочого колеса на радіусі центра мас та кінематичною в'язкістю рідини.

Найбільш розповсюдженою методикою проектування вихрових насосів є методика, що базується на їхній узагальненій характеристиці, наявність якої вперше опублікував Б. І. Находкін [12], і яка була перевірена пізніше О.В. Байбаковим.

Згідно з практикою застосування вихрових насосів діапазон їх коефіцієнта швидкохідності перебуває в межах $n_s = 4 \dots 40$, що відповідає області використання гідромашин об'ємного принципу дії. У розглянутій області параметрів вихрові насоси перевершують лопатеві за ККД і технологічністю виготовлення (простота конструкції).

Вихрові насоси найчастіше використовуються при перекачуванні суміші рідини й газу. Зокрема, їх застосовують для подачі легколетучих рідин (бензин, спирт, та ін.), рідин, насичених газами, зріджених газів, кислот, лугів й інших хімічно агресивних реагентів, перекачування яких відцентровими має деякі труднощі.

Напір вихрового насоса в 3...9 разів більше, ніж відцентрового, при тих же розмірах і частоті обертання. Більшість вихрових насосів мають самовсмоктувальну здатність, тобто здатність при пуску засмоктувати рідину без попереднього заповнення трубопроводу, що підводить (це основна перевага вихрових насосів перед динамічними насосами інших типів, серед динамічних тільки вихрові мають властивість самовсмоктування). Багато вихрових насосів можуть працювати на суміші рідини й газу. Недоліками вихрового насоса є низький ККД, що не перевищує 45%, а найпоширеніші конструкції мають ККД 20...45 %, що відповідає очікуваному в гідромашинах вихрового принципу дії [55].

Ці насоси непридатні для подачі рідин, що містять абразивні частки, тому що через зношування швидко збільшуються торцеві й радіальні зазори, що приводить до спадання напору й ККД. Внаслідок цього в безлічі технічних систем промисловості, енергетики, транспорту, сільського господарства й інших галузей народного господарства України, використання вихрових насосів неможливе й необхідний пошук нових засобів для перекачування двофазних середовищ і середовищ, що містять тверді абразивні частки, які мають більш високі показники надійності й довговічності.

Подальші удосконалення динамічних машин із використанням вихрового ефекту призвели до розробки конструкції вільновихрових насосів. Вільновихрові насоси являють собою самостійну групу машин, у яких здійснюється сполучення вихрового і лопатевого робочих процесів [55, 137]. При цьому вихровий робочий процес є основним, а лопатевий є присутнім як допоміжний.

Практика створення й експлуатації вільновихрових насосів виділила як основне виконання – тип “Туго. Узагальнена характеристика вільновихрового насосу типу “Туго” наведена в [55]. Соляником знайдена залежність максимального ККД розглянутих насосів від їх коефіцієнта швидкохідності.

В основі всіх вільновихрових насосів типу “Туго” лежить одна єдина модельна проточна частина, оптимальна за ККД, однак створення методик розрахунку й перерахування характеристик насосів на різного роду гідросуміші є досить складними задачами, які повинні вирішуватися для кожного конкретного випадку та є трудомісткими.

Аналіз отриманих результатів у роботах [39, 51, 140] показує, що, як у відцентрових насосів, так і у вільновихрових є ряд недоліків таких як: перекачування газорідинних сумішей з великим вмістом газу приводить до зриву параметрів роботи, зниженню ККД й економічної ефективності їх використання, а при перекачуванні гідросумішей відбувається забивання вихідного патрубку машини, внаслідок чого відбувається зрив характеристик насоса.

1.2.2. Нагнітачі об’ємного типу. В об’ємному нагнітачі переміщення рідини реалізується за рахунок витиснення її з робочих камер витіснювачами, тобто робочий орган нагнітача безпосередньо виконуючий роботу витиснення, якими можуть бути поршні, плунжери, шестерні, гвинти, пластини тощо.

Відомо [15], що загальні властивості об’ємних нагнітачів, що обумовлені принципом їх дії є наступні: циклічність робочого процесу, герметичність, самовсмоктування, жорсткість характеристики та незалежність тиску від швидкості руху робочого органу.

Загалом кажучи, об’ємні насоси досить рідко використовують у несприятливих умовах експлуатації, внаслідок необхідної умови забезпечення герметичності робочих камер, що порушається через корозію або зношування при перекачуванні твердих середовищ. Однак, деякі види нагнітачів об’ємного типу знайшли своє використання й при роботі на гетерогенних середовищах: гвинтові та лабіринтно-гвинтові [18, 60], поршневі [73] та мембранно-поршневі [73, 170].

У нафтодобувній та хімічній промисловості використовують лабіринтно-гвинтові насоси. Вони дозволяють отримувати великі напори при малих подачах та працювати на рідині з малою в’язкістю. Завдяки особливостям робочого процесу і відсутності механічного тертя деталей сфера їх можливого використання під час роботи в агресивних середовищах значно ширша [18].

До недоліків роботи нагнітачів об’ємного типу слід віднести велику металоемність та високу вартість; тихохідність; наявність клапанних систем, в деяких типах насосів, що потребує постійного обслуговування та ремонту, що виключає можливість перекачування рідин із наявністю твердих середовищ [15, 164, 168].

1.2.3. Ерліфти. Принцип дії цих нагнітачів засновано на законі рівноваги рідин в сполучених посудинах. В трубу, яка занурена на певну глибину через особливий пристрій подається повітря. Внаслідок цього в трубі утворюється рідинно-повітряна суміш, що значно легша води й тому підіймається вверх трубою та виливається в спеціальний резервуар [70].

Затребуване застосування ерліфтів в металургійній, енергетичній, гірничодобувній та інших галузях промисловості обумовлено, високою надійністю і простотою, а, отже, дешевизною обслуговування і експлуатації особливо при транспортуванні абразивних гідросумішей [70, 71].

Відмінністю структур і кількісних характеристик водоповітряного потоку в піднімальній трубі ерліфту від інших двофазних потоків є те, що в ерліфт примусово подається один компонент – стиснене повітря. Витрата рідини, що підіймається, встановлюється залежно від конструктивних і технологічних особливостей ерліфта – діаметра й довжини труби, занурення змішувача [48].

Обмеження подачі ерліфта із заданими площами поперечного перетину піднімальної труби і труби подачі обумовлене випереджаючим зменшенням пропускної спроможності піднімальної труби внаслідок зростання її опору, переважно визначуваного видом структури потоку. Зниження максимальної подачі ерліфта із-за зростання опору труби подачі при збереженні діаметра піднімальної труби також обумовлене зміною структури водоповітряної суміші [70].

Внаслідок існування різних структур течії двофазного потоку та відсутності єдиної універсальної математичної моделі вирішення задачі оцінки кількісних характеристик потребує складання математичних моделей для кожної структури двофазних потоків, що привносить певні складності при використанні таких пристроїв у промисловості.

До недоліків газорідних підйомників слід віднести необхідність великого заглиблення під рівень води, а також досить низький ККД, близький 20...30 %. Підйом рідини звичайно відбувається тільки до поверхні, тому що передача горизонтальним напрямком не вигідна та незручна.

1.2.4. Струминні нагнітачі. Струминні апарати як прилади, в яких відбувається обмін енергією між двома потоками за рахунок змішання з утворенням результуючого потоку без участі механічних частин, отримали досить широке розповсюдження практично у всіх галузях промисловості й техніки. Їхньою принциповою особливістю є підвищення тиску потоку, що перекачується або ежектується, без безпосередніх витрат механічної енергії при винятковій простоті конструкції. Одним з основних достоїнств струминних насосів й ежекторів є більш високі показники надійності й довговічності в порівнянні з насосами, що мають механічні рухливі органи, тобто з динамічними лопатевими та об'ємними гідромашинами.

У літературі струминні апарати одного типу зустрічаються під всілякими назвами, наприклад інжектори, компресори, ежектори, елеватори, насоси та ін. У дійсній роботі будемо називати апарати для переміщення середовищ наступним чином: якщо робочим середовищем є газ – ежекторами, у випадку якщо рідина – насосами. Більш докладна класифікація струминних апаратів, що враховує істоту процесів, що відбуваються в них, наведена в [169].

Відсутність механічних рухомих органів дало можливість одержувати більш прості й надійні технічні рішення в порівнянні із застосуванням механічних нагнітачів (компресорів, насосів, газодувок, вентиляторів й ін.) [7, 169].

Прогрес, досягнутий базовими науками такими, як гідромеханіка й газова динаміка, дозволив підійти до рішення завдання створення загальної теорії й методики розрахунку струминних апаратів. Розвитку теорії струминних апаратів значно сприяли дослідження проведені в роботах [1, 53, 117, 169, 224, 225].

Принципова схема струминного насоса показана на рис. 1.2. Основні елементи насоса: робоче сопло, прийомна камера, камера змішання, дифузور. Потoki робочого й середовища, що перекачується або ежектуються, надходять у камеру змішання, де відбувається вирівнювання швидкостей, яке супроводжується, як правило підвищенням тиску суміші. З камери змішання змішаний потік надходить у дифузор, де відбувається подальше зростання тиску.

Тиск змішаного потоку на виході з дифузора вище тиску потоку, що перекачується, та потрапляє в прийомну камеру. На рис. 1.2 використовуються позначення: G – масова витрата; p – тиск; w – швидкість; f – площа прохідного перетину; i – ентальпія.

У струминних насосах, навіть ідеалізованих (тобто без втрат на тертя), основними витратами енергії є втрати на удар, тобто витрати (дисипації) частини корисної енергії потоків, оскільки основною особливістю є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються.

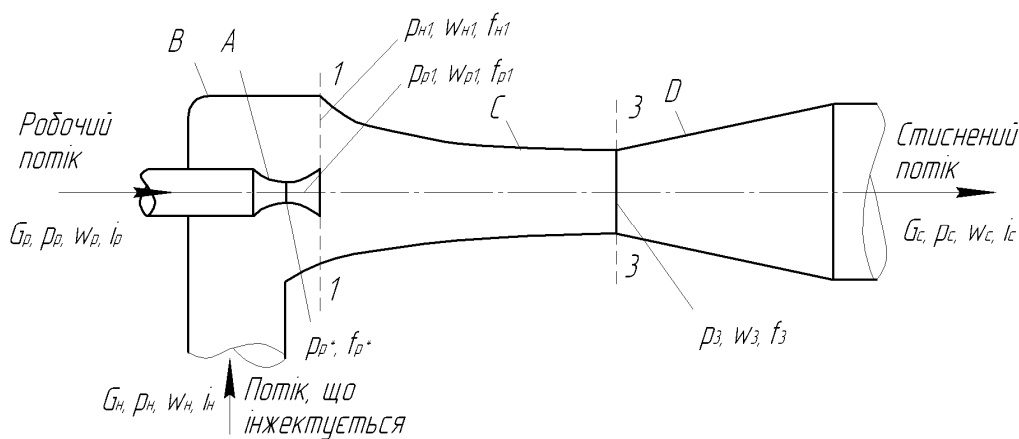


Рисунок 1.2 – Схема струминного насоса: А – робоче сопло; В – прийомна камера; С – камера змішання; D – дифузор

Другим основним недоліком струминних нагнітачів, що працюють на газах, тобто ежекторів є досить низький тиск суміші на виході з нагнітача, внаслідок того, що їх характеристики обмежені особливостями надзвукових потоків.

Підвищення напірності струминних газових ежекторів може бути досягнуто тільки за рахунок підвищення щільності (тиску), що також необхідно створити окремими засобами (компресорами). При цьому знижується ККД, а отже зростає вартість перекачування. При тисках у промисловості

0,6...1 МПа, струминні ежектори створюють малі напори, що не перевищують 0,2 МПа [15, 169].

Струминні ежектори й насоси застосовуються в багатьох галузях промисловості для перекачування різних одне- і двофазних середовищ. Широке застосування вони одержали в пневмотранспорті й гідротранспорті, де за допомогою газу й рідини перекачуються сипучі матеріали, за рахунок високих показників надійності та довговічності, які обумовлюються відсутністю рухомих механічних органів, як в інших видах нагнітачів.

Внаслідок зазначених недоліків струминних ежекторів і насосів актуальною стає задача пошуку й розробки ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів для перекачування однорідних та гетерогенних середовищ. Такими технічними рішеннями можуть бути струминні нагнітачі з вихровою камерою змішання потоків. У центральній області закрученого потоку виникають зони зниженого тиску. Ця властивість потоків використовується в апаратах, називаних вихровими ежекторами й використовуваних для ежекування газових потоків і вакуумування замкнутих обсягів.

Розрідження, створюване вихровим ежектором, у значній мірі залежить від тиску стисненого газу. При дослідженні вихрової труби, що самотакуює, роботу якої можна розглядати як граничний випадок роботи вихрового ежектора, отримана залежність, за якою можливо оцінити максимально можливе розрідження у вакуумованому обсязі при заданому тиску стисненого газу [49].

При першому дослідженні вихрового ежектора, проведеного Меркуловим [85], установлені основні закономірності роботи ежектора й виявлений вплив режимних і конструктивних параметрів на коефіцієнт ежекції. Подальші дослідження були спрямовані на оптимізацію геометрії ежектора й були отримані різні характеристики роботи ежектора дослідниками: Колишев, вихровий ежектор був постачаний щілинним дифузором; Волов, була проведена оптимізація конструкції й знайдені оптимальні геометричні розміри елементів [85].

При використанні вихрового ежектора в технологічних системах необхідно враховувати гідравлічний опір трубопроводів [59], наявність якого приводить до зростання ступеня підвищення тиску σ , і зменшенню коефіцієнту ежекції n . Дослідження вихрових апаратів привело до створення декількох конструкцій вихрових ежекторів таких як протитоковий вихровий ежектор Метеніна [86], струминно-вихровий ежектор Бека [240-243], показаний на рис. 1.3.

За здатністю до вакуумування протитокові ежектори близькі до ежекторів Дубинського. Основна перевага протитокових ежекторів – здатність забезпечувати високі значення σ навіть при значному протитиску на виході. До недоліків таких ежекторів варто віднести малий коефіцієнт ежекції при перекачуванні газу. В публікаціях, присвячених цим ежекторам йде, що область застосування протитокових ежекторів обмежена вакуумуванням камер.

Основним і найважливішим недоліком вихрових ежекторів і насосів є дуже низький ККД, що обмежує їхнє застосування в промисловості. До достоїнств можна віднести властиві всім струминним пристроям і насосам високі показники надійності й довговічності та малу металоємність, а також зниження, у

порівнянні зі струминними насосами прямооточного типу, осьових габаритних розмірів.

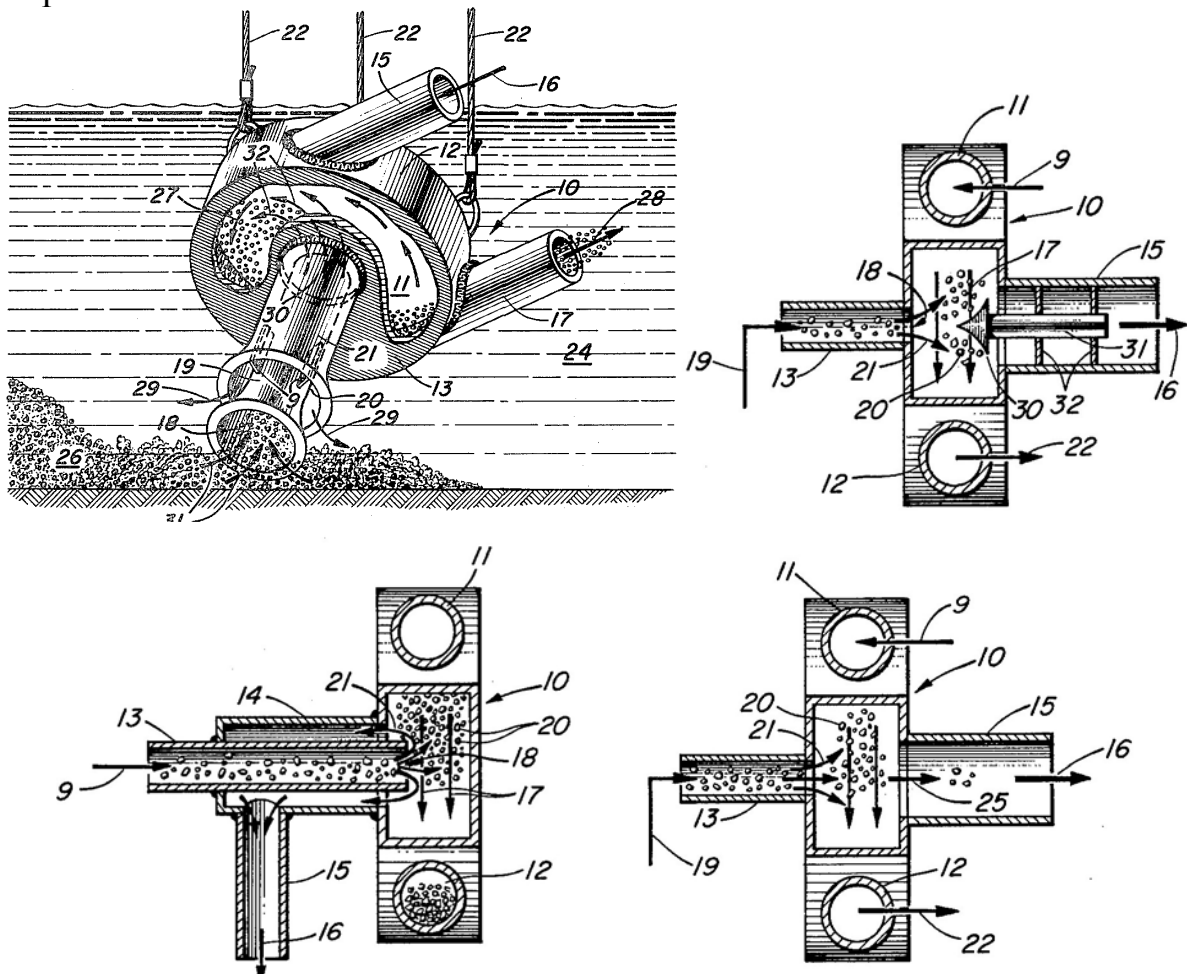


Рисунок 1.3 – Використання струминно-вихрового ежектору

Дослідник Бек [240-243] запатентував протягом 80-90 років минулого сторіччя близько десяти різних конструкцій струминно-вихрових ежекторів, а також можливе використання їх у промисловості. Але, нажаль, ним не було проведено жодних теоретичних або експериментальних досліджень, які опубліковано в якості наукових статей. В половині конструкцій (рис 1.3) осьові канали входу й виходу з нагнітачу були суміщені у просторі, що на наш погляд, впливає на енергетичну ефективність процесу перекачування, та на ККД таких нагнітачів. Частина конструкцій слугують не для перекачування рідин, а для сепарації твердих часток від основного потоку. Крім того, згідно патентів, Бек дав рекомендації щодо використання своїх струминно-вихрових нагнітачів, у більшості випадків в галузі гідравлічного або пневматичного транспортування сипких середовищ, зокрема у вугільній промисловості.

Таким чином, можна стверджувати, хоча й існують деякі прототипи та патенти струминно-вихрових нагнітачів, загальної теорії проектування струминно-вихрових пристроїв, де основну дію на перекачувану частинку робить відцентрова сила, на сьогоднішній день створено не було, також не створено й загальних методів розрахунку вихрових пристроїв для перекачування різних гетерогенних середовищ.

1.3. Енергетична ефективність пневмотранспортних установок

Сучасний розвиток провідних галузей промисловості – металургійної, гірничодобувної, енергетики, хімічної, сільського господарства й будівництва, прямо пов'язаний із широким впровадженням у технологію виробництва комплексної механізації пневматичного транспорту [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 125, 164], що стає найважливішим елементом технологічних комплексів. Практикою підтверджена ефективність застосування цього виду транспорту (трубопровідний транспорт становить 30% обсягу всіх промислових транспортних робіт). Подальший розвиток техніки й технології пневматичного транспорту є важливим завданням, у зв'язку, із чим виникають складні питання вдосконалення цього виду транспорту, а також сполучення подачі матеріалів з основними виробничими процесами [131]. У різних технологічних компонуваннях підприємств трубопровідний транспорт розглядається тепер як найважливіша ланка вдосконалення виробництва [164].

Як відомо [104, 105, 164], одним з основних недоліків пневмотранспорту є висока питома витрата електроенергії на тонну переміщуваного матеріалу, що стримує широке впровадження систем пневматичного транспортування вантажів через недостатню інформацію з енергоефективності різних живильників й ускладнює вибір і компонування пневмотранспортної установки [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 125, 278, 291].

Вибору пневмотранспортного встаткування й машин для переміщення різних сипучих вантажів у багатьох галузях промисловості присвячене значне число довідників [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 125, 164, 169, 278, 291], однак наведені в них технічні характеристики машин не завжди дозволяють оцінити їх енергоефективність. Найчастіше в довідниках приводять переваги й недоліки тих або інших машин, що використовуються як живильники в пневмотранспортних установках, а також стандартну типологію застосовуваних машин, засновану на показниках продуктивності й технологічного процесу, природно, приймаючи до уваги капіталовкладення й габарити [3, 60, 93, 104, 105], при цьому енерговитрати враховувалися як другорядний фактор. Останнім часом, енергоефективність і вартість обслуговування, «при інших рівних», здобувають пріоритетне значення при виборі рішення у випадку нового будівництва або модернізації ділянок пневмотранспорту. Внаслідок відсутності інформації щодо енергоефективності, доводиться робити проектний розрахунок установки, із застосуванням різних живильників і приймати рішення щодо вибору найкращого.

В даній роботі проведені дослідження щодо аналізу енергоефективності пневмотранспортних установок різних типів на основі порівняння їх енергоефективності [122].

Вироблявся проектний розрахунок переміщення вугільного пилу горизонтальним трубопроводом різної довжини. Розрахунки зроблені за методиками, наведеними у довідниках і монографіях [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 125, 164, 169, 278, 291, 329], що дозволило розрахувати два основних показники транспортування вантажу – питома витрата електроенергії на тонну переміщуваного

матеріалу (e_m) і питома витрата електроенергії на тону й метр переміщення (e_L).



Рисунок 1.4 – Пневмотранспортні установки

Переміщення сипучих матеріалів у трубопроводі здійснюється різними способами: 1) шляхом переносу твердих часток матеріалу повітрям або газом, що обтікає їх (або шляхом видавлювання повітрям скупчень матеріалу) [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 125, 164, 169, 278, 291]; 2) шляхом додання матеріалу плинності за рахунок аерації (насичення повітрям) [23, 60, 104, 105]. Залежно від способу створення повітряного потоку й умов руху його в трубопроводі разом з матеріалом розрізняються наступні основні системи пневмотранспортних установок: усмоктувальні, нагнітальні й комбіновані (всмоктувально-нагнітальні) (рис. 1.4).

За величиною створюваної різниці тисків установки можна розділити на:

1) установки низького тиску (до 100 кПа):

- струминні апарати [3, 60, 62, 93, 104, 125, 164, 169, 278, 291, 329],

- установки всмоктувальної дії [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 164, 169, 278, 291],
 - шлюзові живильники [3, 60, 62, 164, 278, 291]
 - аерожолоби [60, 104, 105];
- 2) установки середнього тиску (100...300 кПа): пневмогвинтові насоси [60, 104, 105, 278, 291];
 - 3) установки високонапірного імпульсного транспортування - камерні живильники (тиск вище 300 кПа) [60, 93, 104, 105, 124, 164, 278, 291].

1.3.1. Аерожолоби. Транспортні аерожолоби (рис. 1.5) – один з видів горизонтального пневмотранспорту сухих дрібних матеріалів, що не бгаються. Вони відносяться до установок нагнітальної дії з низьким тиском, що транспортують матеріал в умовах щільної фази [60, 104, 105]. Використаються найчастіше для допоміжних операцій і призначені для транспортування з невеликим ухилом при подачі з одного пункту в інший, а також для збору матеріалу з ряду точок і подачі в одну точку.

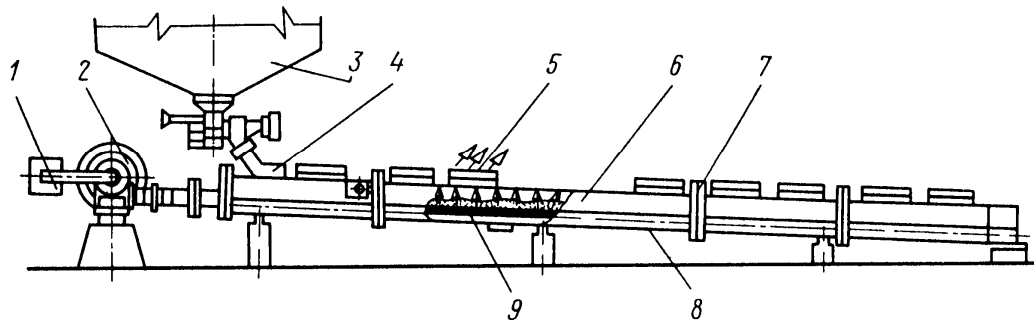


Рисунок 1.5 – Аерожолоб: 1 – фільтр; 2 – вентилятор; 3 – силос; 4 – завантажувальний патрубок; 5 – вентиляційні вікна; 6 – верхній короб; 7 – фланці; 8 – нижній короб; 9 – мікропориста перегородка

Характеристики енергетичної ефективності переміщення за допомогою аерожолобів представлені на рис. 1.6. Дані взяті з [60, 105], при цьому технічна продуктивність Π_T варіювалася в діапазоні 25...165 т/год., дальність транспортування L_{np} – від 10 до 40 м.

Питомі витрати електроенергії на переміщення обчислювалися в такий спосіб: витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу $e_m = N / \Pi_T$, кВтгод/т, де N – витрачена потужність; витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м: $e_L = e_m / L_{np}$.

Як видно з рис. 1.6, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу прямо пропорційні дальності транспортування й коливаються в діапазоні 0,01...0,07 кВтгод/т. Внаслідок чого найбільш часто пневмотранспортні аерожолоби застосовуються при горизонтальному переміщенні матеріалу на довжину до 40 м. Виходячи з рис. 1.6, б, де видно наявність мінімуму питомих енерговитрат, найбільш раціональним є використання аерожолобів при переміщенні на 25...35 м з максимально можливою продуктивністю, тому що чим менше продуктивність, тим вище енерговитрати. Точки на графіках відповідають застосовуваним у промисловості жолобам

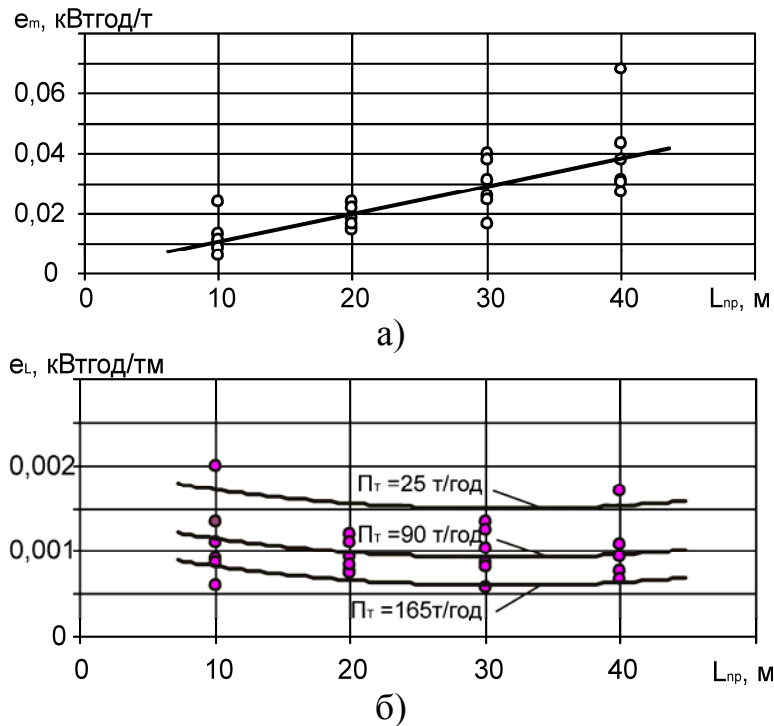


Рисунок 1.6 – Енергетична ефективність переміщення вантажів за допомогою пневматичних транспортних аерозолобів: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м.

1.3.2. Струминні насоси для пневмотранспорту. Струминні насоси для перекачування сипких матеріалів застосовують в основному на зернопереробних підприємствах для транспортування зерна, борошна, крупи й інших продуктів, у вітчизняній промисловості – для транспортування цементу на відстань до 150 м, за кордоном, зокрема на теплостанціях Німеччини – для пневмотранспортування золи й вугільного пилу. Переміщення вантажу на довжину більше 150 м можливо але, є більш енерговитратним, у порівнянні з іншими живильниками.

Позитивними якостями струминних насосів для пневмотранспорту є: компактність, низькі витрати на технічне обслуговування, надійність і довговічність, внаслідок відсутності рухомих елементів і простоти конструкції, безперервний режим роботи. Однак, мають наступні недоліки: відстань транспортування до 150 м, високе споживання стисненого повітря, і високе питоме енергоспоживання.

Незважаючи на наведені недоліки, роботи з удосконалювання струминних насосів для пневмотранспорту постійно ведуться, що приводить до поступового зниження недоліків й усе більш широкому застосуванню в промисловому транспорті підприємств. Нормальна експлуатація насоса забезпечується за умови, що аеродинамічний опір у магістральному трубопроводі не повинен перевищувати опору шару матеріалу в бункері, у протилежному випадку відбувається прорив стисненого повітря з насоса в бункер, що погіршує умови надходження матеріалу в насос і збільшує витрату стисненого повітря [3, 60, 62, 93, 105, 164, 169, 172, 278, 291, 327].

Розрахунок струминних апаратів вироблявся за методикою, описаною в [169], розрахунок аеродинамічного опору мережі вироблявся за методикою [105]. Основні параметри розрахунку: коефіцієнт ежекції або концентрації суміші – $\mu = 2...70$ кг/кг; продуктивність $\Pi_T = 1...130$ т/год; матеріал – вугільний пил.

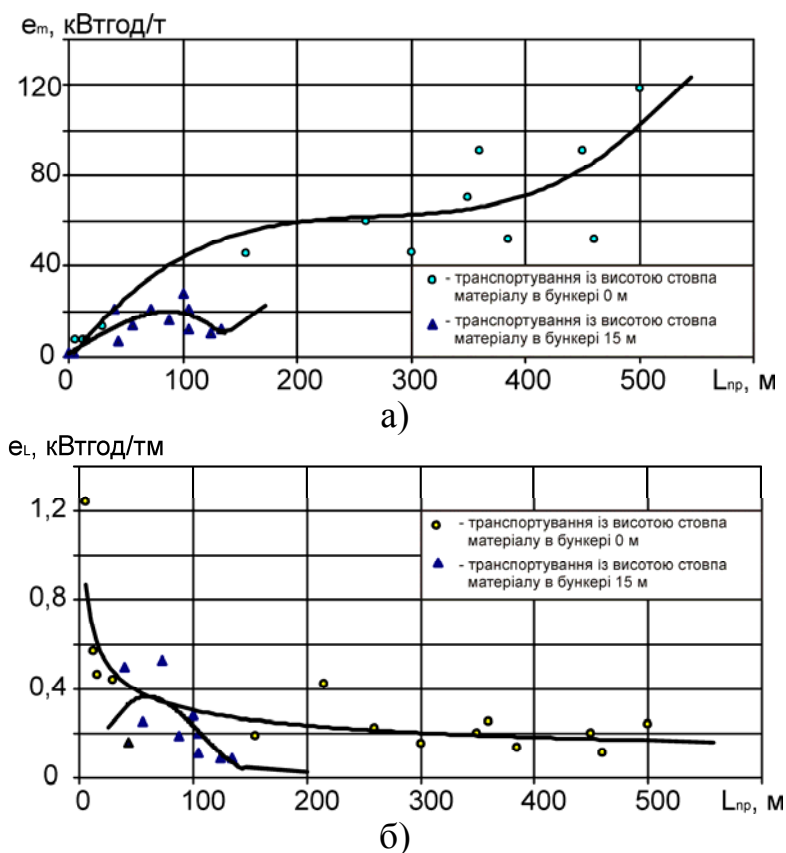


Рисунок 1.7 – Енергетична ефективність переміщення вантажів за допомогою струминних насосів для пневмотранспорту: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м.

Як видно з рис. 1.7, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу зростають залежно від дальності транспортування і є значними. Найбільш раціональним стає застосування струминних насосів при переміщенні вантажу до 150 м з використанням бункера з висотою стовпа аерованого матеріалу більше 15 м. З рис. 1.7, б, йде, що питомі енерговитрати знижуються при збільшенні дальності транспортування, з асимптотою порядку 0,2 кВтгод/тм; при транспортуванні з використанням стовпа аерованого матеріалу 15 м, внаслідок збільшення аеродинамічного опору руху матеріалу, зменшується можлива довжина транспортування до 200 м.

1.3.3. Установки всмоктувальної дії. Пневморозвантажувачі всмоктувальної дії (рис. 1.8), що випускаються тривалий час серійно й перебувають в експлуатації, призначені для розвантаження сипучого матеріалу із критичних вагонів. Їх широко застосовують завдяки їх високим експлуатаційним якостям, забезпеченню необхідних санітарно-гігієнічних умов праці обслуговуючого персоналу, виключенню втрат матеріалу [3, 23, 36, 60, 62, 93, 104, 105, 164, 169, 278, 291].

В установках усмоктувальної дії використовується низький (до 90 кПа), середній (до 70 кПа) і високий (до 40 кПа) вакуум.

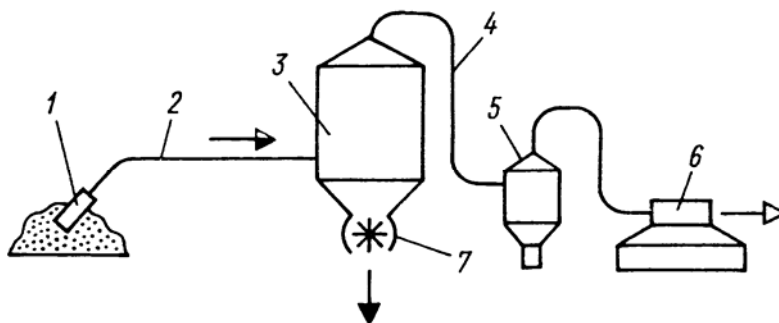


Рисунок 1.8 – Схема пневмотранспортної установки всмоктувальної дії: 1 – сопло; 2 – всмоктувальний матеріалопровід; 3 – осаджувач (витратний бункер); 4 – трубопровід; 5 – пиловловлювач; 6 – побудник тяги; 7 – затвор осаджувача.

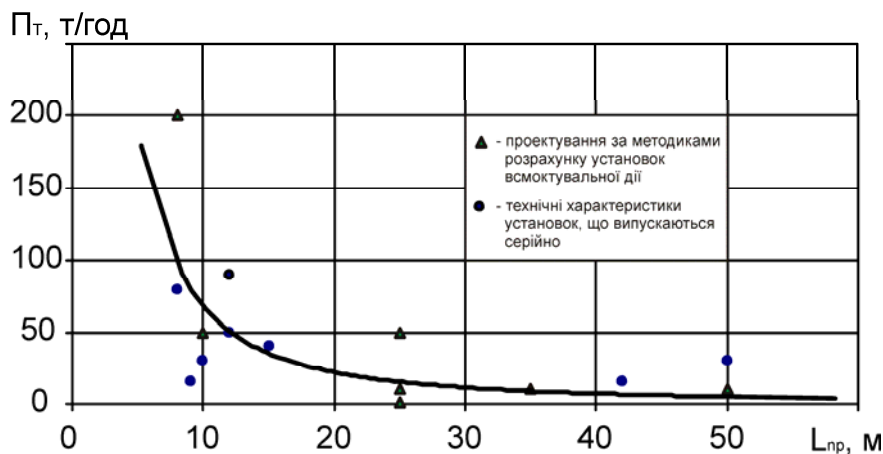


Рисунок 1.9 – Залежність продуктивності установок усмоктувальної дії від приведеної дальності транспортування

Як видно з рис. 1.9 одним з основних недоліків пневмотранспортних установок усмоктувальної дії є зниження продуктивності зі збільшенням дальності транспортування, внаслідок збільшення аеродинамічного опору потоку високої концентрації й неможливості збільшення створюваної різниці тисків установки.

Розрахунок установок усмоктувальної дії вироблявся за методикою, описаною в [105], розрахунок аеродинамічного опору мережі вироблявся за методикою [105]. Основні параметри розрахунку: концентрація суміші – $\mu = 1 \dots 200$ кг/кг; матеріал – вугільний пил.

Як видно з рис. 1.10, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу зростають в залежності від дальності транспортування й мають мінімум при дальності транспортування 20...30 м. Установки всмоктувальної дії можуть використовуватися при дальності переміщення вантажу до 50 м. З рис. 1.10, б, йде, що питомі енерговитрати знижуються при збільшенні дальності транспортування й мають мінімум при довжині транспортування 14...16 м. Таким чином, при ви-

користанні установок усмоктувальної дії, найбільш енергетично ефективною буде дальність транспортування 15...25 м.

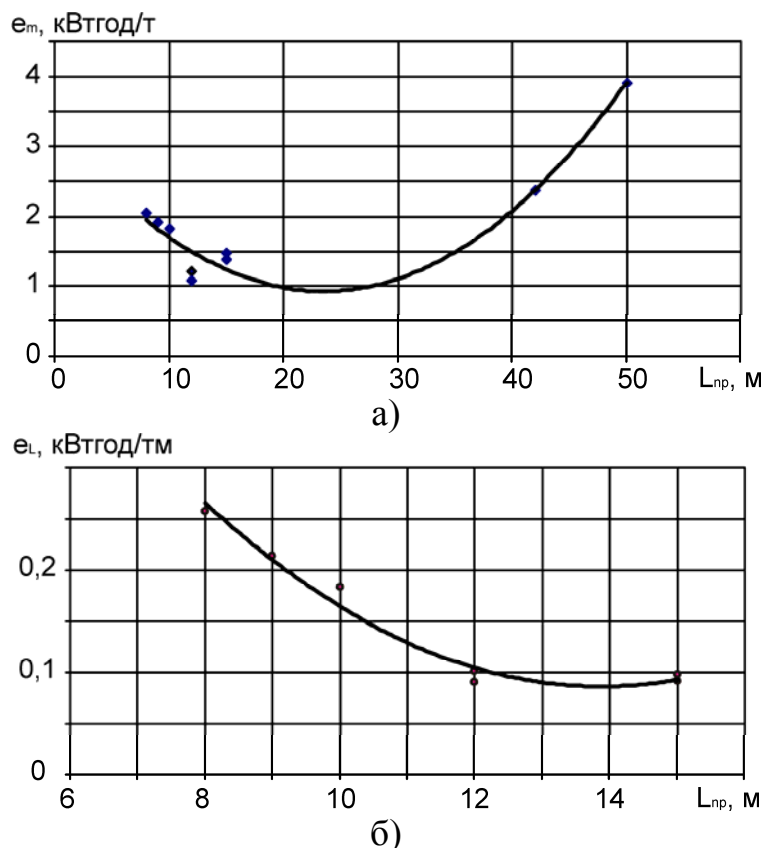


Рисунок 1.10 – Енергетична ефективність переміщення вантажів за допомогою установок усмоктувальної дії: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м.

Одним з недоліків установок усмоктувальної дії є, у багатьох випадках, необхідність стикування з іншими видами транспорту (нагнітальними).

1.3.4. Шлюзові насоси. Шлюзові насоси (рис. 1.11) або живильники застосовують для переміщення пилоподібних і дрібнозернистих малоабразивних і нелипких матеріалів, таких як борошно, зерно, здрібнена деревина й ін., на установках усмоктувальної й нагнітальної дії при робочому тиску до 0,25 МПа й дальності подачі до 100 м. Через складність ущільнення між обертовим ротором і нерухомими деталями (корпус і торцеві кришки) неминучі мимовільні витoki стисненого повітря, які коливаються від 0,5 до 2 м³/хв. залежно від надлишкового тиску в аерокамері. Це значно збільшує енергоємність живильника й майже повністю виключає його роботу з абразивним матеріалом, таким як цемент, при високих тисках в аерокамері [3, 60, 105, 278, 291].

Технічні характеристики шлюзових живильників вибиралися з довідників [3, 105]. Розрахунок параметрів шлюзового живильника таких як: продуктивність, кутова швидкість, витoki через щілини – за методикою, описаною в [278]. Розрахунок аеродинамічного опору мережі вироблявся за методикою [105].

Основні параметри розрахунку: концентрація суміші в живильнику – $\mu = 160 \dots 170$ кг/кг; продуктивність $\Pi_T = 2 \dots 27$ т/год; матеріал – вугільний пил. Дальність транспортування була обмежена 200 м, внаслідок значного збільшення витоків через торцеві кришки, через збільшення тиску в камері змішання.

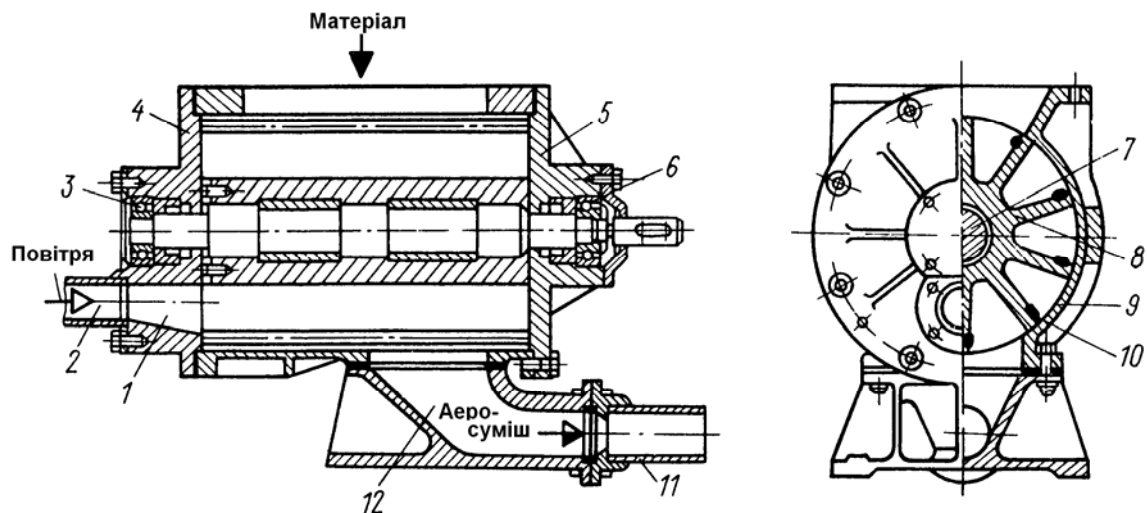


Рисунок 1.11 – Шлюзовий живильник марки ХПШ: 1 – отвір; 2 – патрубок; 3,6 – підшипник; 4,5 – кришка; 7 – вал ротору; 8 – ротор; 9 – корпус; 10 – накладки; 11 – трубопровід.

Як видно з рис. 1.12, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу прямо пропорційні дальності транспортування й коливаються в діапазоні $1 \dots 5$ кВтгод/т. Внаслідок чого найбільш часто шлюзові насоси застосовуються при горизонтальному переміщенні матеріалу на довжину до 200 м. На рис. 1.12, б, видно, що питомі енерговитрати зменшуються лінійно залежно від довжини транспортування й досягають мінімуму при 200 м.

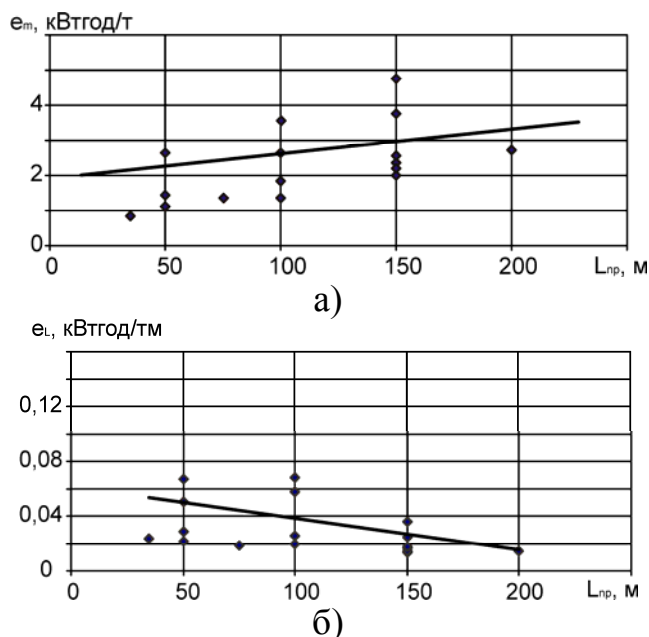


Рисунок 1.12 – Енергетична ефективність переміщення вантажів за допомогою шлюзових насосів: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м.

Шлюзові насоси дуже часто використовують як основні живильники у системах пневматичного транспорту за кордоном, але в країнах СНД у більшості систем переважають камерні живильники.

1.3.5. Пневмогвинтові насоси. Пневматичні гвинтові насоси (рис. 1.13) є не тільки досить розповсюдженим засобом транспорту, але й входять складовою частиною в комплекти технологічного встаткування на цементних заводах і заводах бетонних і залізобетонних виробів. Крім того, пневмогвинтові насоси широко застосовуються на гіпсових заводах і заводах силікатних матеріалів, на підприємствах хімічної, металургійної промисловості та ін. Ці насоси призначені для транспортування сипучих матеріалів тонкого млива на відстані до 200 м трубопроводами довільної конфігурації, включаючи вертикальні, горизонтальні й похилі ділянки. Цифра 200 м обумовлюється в основному тим, що зі збільшенням дальності подачі збільшується робочий тиск у змішувальній камері, і як наслідок, прогресивно зростає зношування напірного швидкохідного шнека [60, 104, 105, 278, 291].

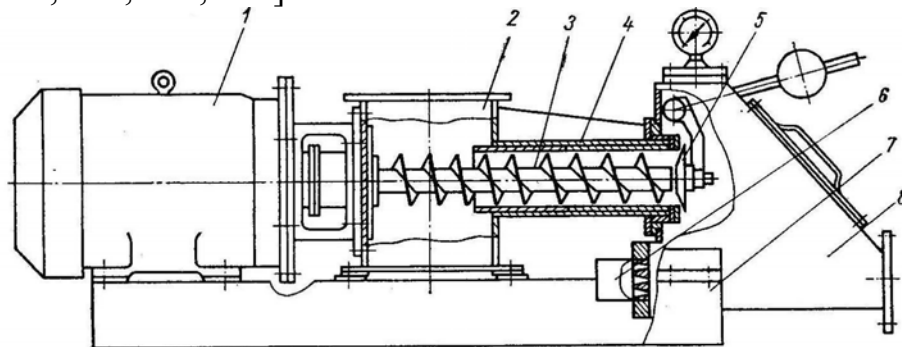


Рисунок 1.13 – Пневмогвинтовий насос: 1 – електродвигун; 2 – прийомна камера; 3 – швидкохідний шнек; 4 – броньова гільза; 5 – зворотній вантажний клапан; 6 – колектор; 7 – рама; 8 – змішувальна камера

Переваги пневмогвинтових насосів полягають в: низькій висоті конструкції; необов'язковій наявності стовпа аерованого матеріалу; необов'язковості вбудовування в лінію повітрозбірників; можливість роботи на середньому й низькому тиску; безперервне транспортування без пульсацій; можливість часткової продуктивності. Недоліки: споживання електроенергії на привод шнека; абразивне зношування шнека й гільзи; високе споживання стисненого повітря. Всі перераховані недоліки змушують урахувати їх при проектуванні установок пневмотранспорту додаючи до капітальних витрат високу вартість технічного обслуговування й витрати на електроенергію.

Технічні характеристики пневмогвинтових насосів вибиралися з довідників [104, 105]. Розрахунок параметрів насоса таких як: діаметр шнека, робочий тиск, частота обертання – за методикою, описаною в [104]. Розрахунок аеродинамічного опору мережі вироблявся за методикою [105]. Основні параметри розрахунку: концентрація суміші в живильнику – $\mu = 5 \dots 80$ кг/кг; матеріал – вугільний пил.

Як видно з рис. 1.14, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу прямо пропорційні дальності транспортування. Внаслідок чого серійні установки найбільш часто випускаються при транспортуванні до 500 м. На

рис. 1.14, б, видно, що питомі енерговитрати практично не залежать від довжини переміщення вантажу, і коливаються в діапазоні 0,006...0,01 кВтгод/тм.

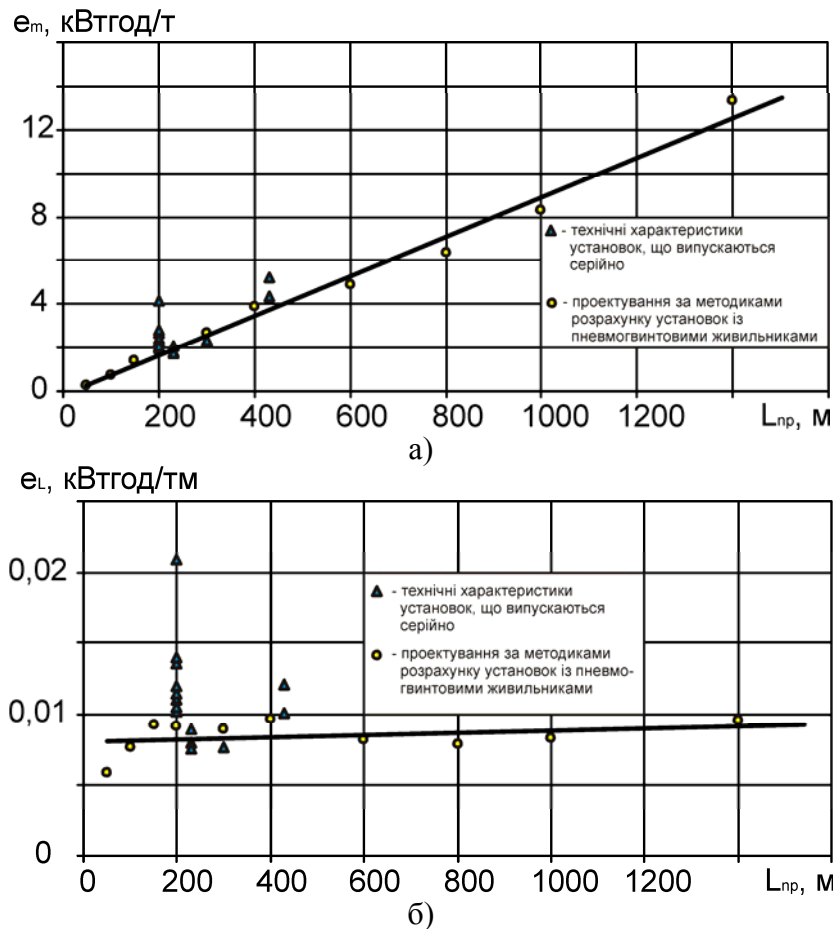


Рисунок 1.14 – Енергетична ефективність переміщення вантажів за допомогою пневмогвинтових насосів: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м

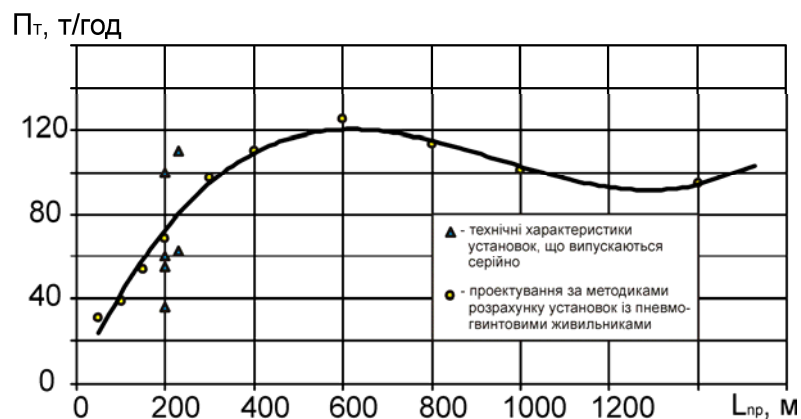


Рисунок 1.15 – Залежність продуктивності установок на основі пневмогвинтових насосів від приведеної дальності транспортування

Згідно методики розрахунку установок пневмотранспорту ВНИИСтройдормаша [60, 104, 105] продуктивність системи залежить від пропускної здатності перетину трубопроводу, оптимальні значення якої наведені в [105]. Вна-

слідок цього, при транспортуванні сипучих матеріалів на великі відстані виникають обмеження за продуктивністю, що ілюструється рис. 1.15.

1.3.6. Пневматичні камерні насоси. Камерний насос (рис. 1.16) являє собою один або кілька посудин, обладнаних завантажувальним патрубком, із клапаном, що щільно закривається, та герметує посудину після завантаження, і розвантажувальним пристроєм, що забезпечує інтенсивне розпушення й видачу аерованого матеріалу в транспортний трубопровід. Вони широко використовуються в промисловості будматеріалів, хімічній, енергетичній, чорній й кольоровій металургії та багатьох інших галузях для транспортування цементу, глинозему, вугільного пилу, золи, формувальних сумішей, колосникового пилу доменних печей, апатитового концентрату, фосфоритного борошна й т.п. [60, 93, 104, 105, 124, 164, 278, 291].

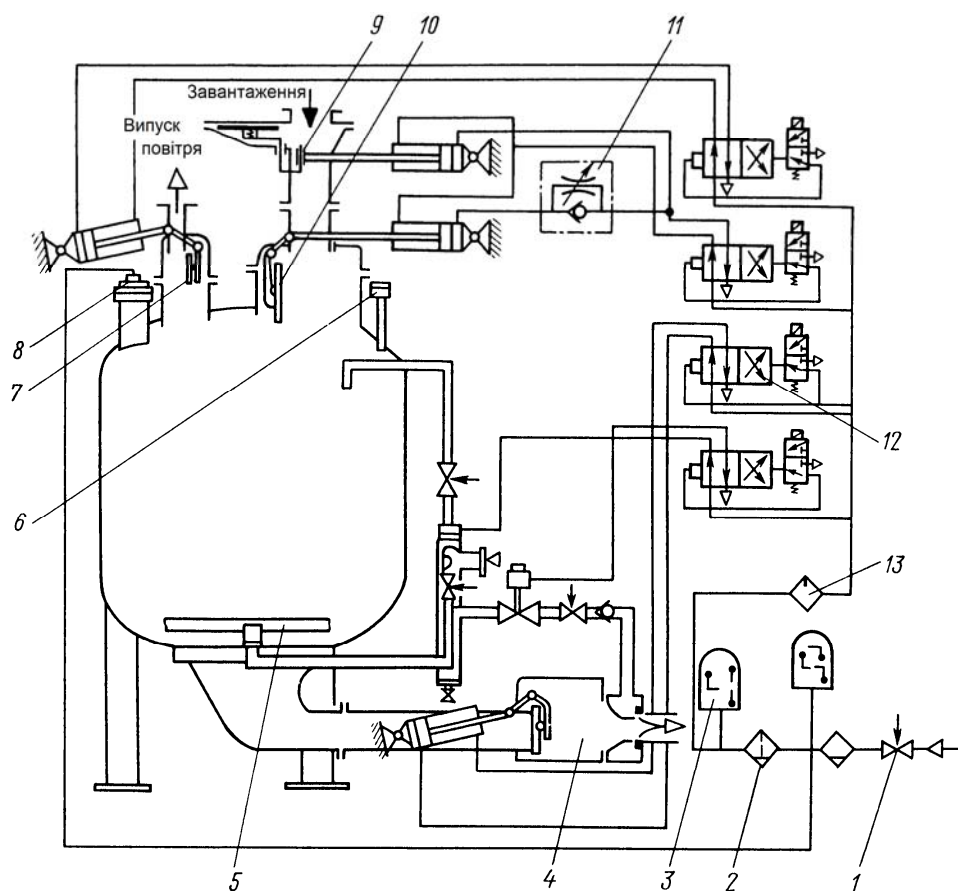


Рисунок 1.16 – Пневматичний камерний насос: 1 – кран; 2 – фільтр-вологівдільник; 3 – електроконтактний манометр; 4 – магістральний затвор; 5 – колектор аераційного пристрою; 6 – сигналізатор рівня; 7 – клапан випуску повітря; 8 – фільтр; 9 – дискова засувка; 10 – клапан завантажувальний; 11 – дросель; 12 – повіторозподільник; 13 – масловіддільник.

Камерні насоси працюють періодично, тому для збільшення продуктивності й створення умов, близьких до безперервного процесу транспортування, застосовують здвоєні (двокамерні) установки пневматичних камерних насосів. У той час як резервуар одного камерного насоса розвантажувється й матеріал направляється в транспортний трубопровід, інший камерний насос завантажувється матеріалом.

Переваги насосів: низькі витрати на техобслуговування; можливість часткової продуктивності; невисокі показники енергоспоживання.

Недоліки:

- більша висота, ніж в інших насосів, що іноді не дозволяє їх вписати в необхідні габаритні розміри;
- переривчастий (пульсуючий) потік;
- при використанні камерних насосів необхідно дотримуватися вимоги промислової безпеки як до посудин, що працюють під тиском;
- наявність стовпа матеріалу для швидкого заповнення камери; наявність повітрозбірників щоб уникнути осідання тиску;
- велика витрата стисненого повітря.

Згідно [93] внаслідок дискретності виходу в трубу матеріалу, що транспортується, розміри (або маси) порцій матеріалу, що розганяються, викликають відповідні коливання різних параметрів процесу, наприклад тиску газу й питомої маси аеросуміші, що, у свою чергу, приводить до того, що камерний живильник разом із прилягаючою до нього ділянкою траси може представляти складну коливальну систему, частотні й амплітудні характеристики якої будуть змінюватися залежно від конструкції живильника, геометрії прилягаючої траси, параметрів подаваного газу і властивостей матеріалу. Все це, в остаточному підсумку, буде визначати осереднені характеристики протікання пневмотранспортного процесу, такі як опір живильника і його продуктивність, і може спотворювати результати розрахунків пневмотранспортних систем на основі камерних живильників.

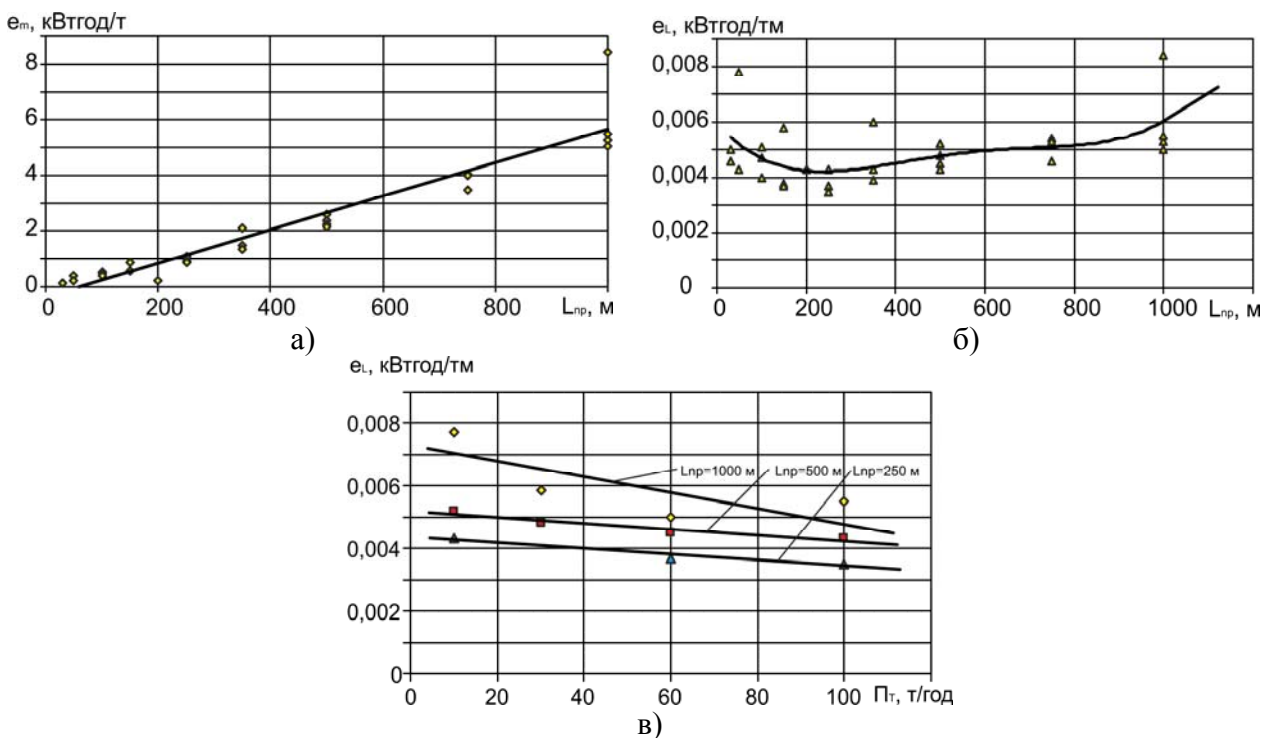


Рисунок 1.17 – Енергетична ефективність переміщення вантажів за допомогою пневматичних камерних насосів: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м; в) – залежність питомих енерговитрат від продуктивності насоса

Технічні характеристики камерних живильників вибиралися з довідників [104, 105].

Розрахунок аеродинамічного опору мережі вироблявся за методикою [105]. Основні параметри розрахунку: концентрація суміші в живильнику – $\mu = 14 \dots 120$ кг/кг; розрахункова продуктивність – $P_T = 10 \dots 100$ т/год; матеріал – вугільний пил.

Як видно з рис. 1.17, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу прямо пропорційні дальності транспортування. На рис. 1.17, б, видно, що питомі енерговитрати незначно залежать від довжини переміщення вантажу, і коливаються в діапазоні $0,003 \dots 0,008$ кВтгод/тм.

Згідно з рис. 1.17, в, питомі енерговитрати залежать від двох основних параметрів: продуктивності й дальності транспортування, причому чим більше продуктивність установки й чим менше дальність, тим менше й витрати. Мінімальні енерговитрати виникають при дальності транспортування $150 \dots 350$ м і продуктивністю більше 100 т/год.

У роботі розглядалися тільки системи для горизонтального транспортування сипучих матеріалів, тому в рамках даного дослідження залишилися без уваги пневматичні підйомники, внаслідок практично повної неможливості транспортування по горизонталі [60, 104, 105]. Також у даній роботі не розглянуті пневмопушки (мінікамерні або пневмоімпульсні насоси), внаслідок того, що цей напрям є порівняно новим, і, поки має недолік, що полягає в необхідності проектування кожної системи індивідуально, і можливості «схлопування» (закупорювання) пневмотранспорту при порушенні сукупності вихідних параметрів. Зазначені недоліки не дозволяють спрогнозувати істотний порядок ефективності пневмопушки. Контейнерний пневмотранспорт не розглядався через його рідке застосування на підприємствах, і великих енерговитратах на переміщення контейнера [104].

На рис. 1.18. наведено сполучені характеристики розглянутих пневмотранспортних установок.

Як видно з рис. 1.18, а й 1.18, б найгірші показники енергоефективності мають струминні насоси, однак їхнє широке застосування в промисловому транспорті говорить про те, що їх основні переваги такі як надійність і довговічність, у багатьох випадках є вирішальними при прийнятті проектних рішень про використання того або іншого виду живильника, тому що ці показники приводять, в остаточному підсумку, до зменшення витрат на технічне обслуговування установок.

Таким чином, подальше вдосконалювання струминних нагнітачів, пошук нових технічних рішень, заснованих на більш ефективних принципах передачі енергії, дозволить знизити питомі енерговитрати й поліпшити економічні характеристики пневмотранспорту сипких середовищ.

На основі показників енергетичної ефективності промислового пневматичного транспорту, таких як питома витрата електроенергії на тонну переміщуваного матеріалу й питома витрата електроенергії на тонну й метр переміщення, було зроблено систематизацію та узагальнення досвіду створення пневмотранспортних установок. Для різних варіантів концентрації й продуктивності

був проведений проектний розрахунок переміщення вугільного пилу горизонтальним трубопроводом різної довжини для систем пневмотранспорту на основі різних нагнітачів: транспортні аерозолоби, струминні насоси, установки всмоктувальної дії, шлюзові, пневмогвинтові та пневмокамерні насоси. Згідно показників енергетичної ефективності було виявлено, що найгірші мають струминні насоси, однак їхнє широке застосування в промисловому транспорті говорить про те, що їх основні переваги такі як надійність і довговічність, у багатьох випадках є вирішальними при прийнятті проектних рішень про використання того або іншого виду живильника, тому що ці показники приводять, в остаточному підсумку, до зменшення витрат на технічне обслуговування установок.

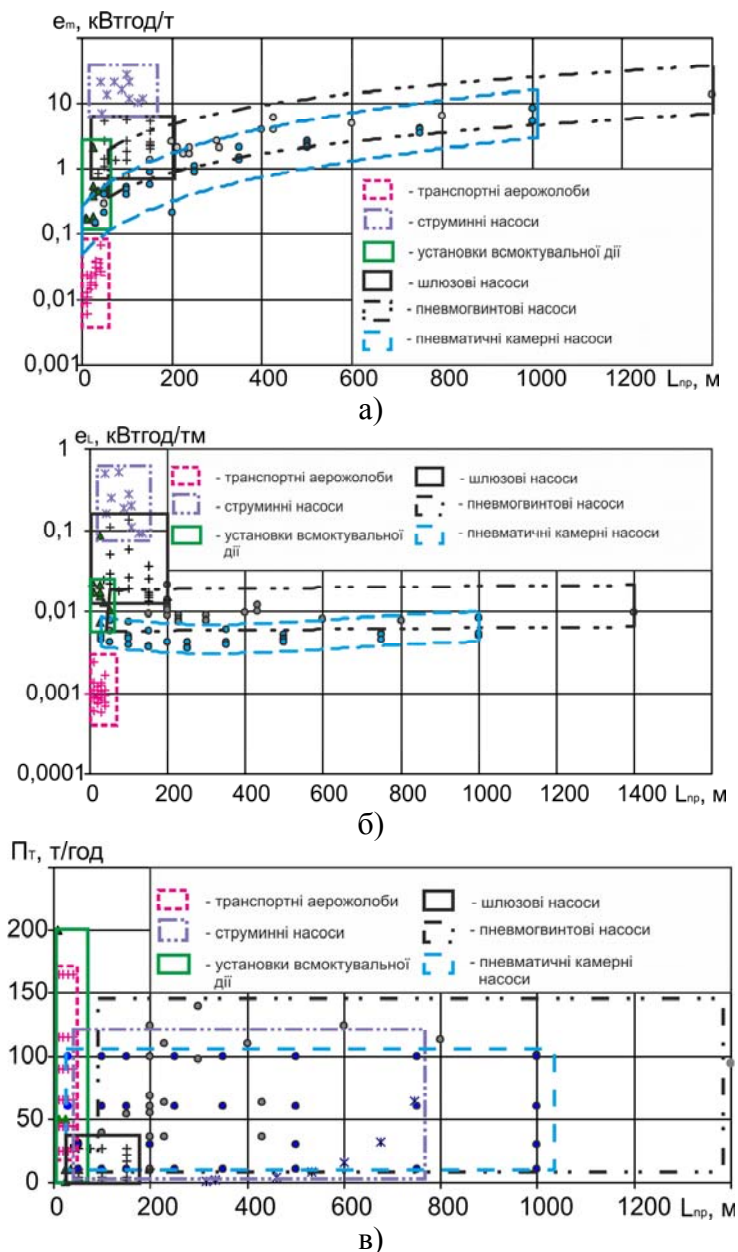


Рисунок 1.18 – Сполучені характеристики енергетичної ефективності переміщення вантажів за допомогою розглянутих пневмотранспортних установок: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м; в) – діапазон довжин переміщення вантажу й продуктивності розглянутих установок

Практично всі живильники, використовувані в пневмотранспортних установках, крім струминних, піддані значному зношуванню при переміщенні сипучого вантажу на відстані більше 200 м, внаслідок зростання тиску в змішувальній камері. Таким чином, подальше вдосконалювання струминних нагнітачів, пошук нових технічних рішень, заснованих на більш ефективних принципах передачі енергії, дозволить знизити питомі енерговитрати й поліпшити економічні характеристики промислового пневмотранспорту.

1.4. Енергетична ефективність гідротранспортних установок

На сьогоднішній день більшість гірничо-збагачувальних компаній миру, що використовують у своїх технологічних процесах, апарати дроблення, збагачення, розкриття у водному середовищі, зв'язує саме гідротранспорт. Практично для всіх збагачувальних фабрик України характерне використання води як середовища поділу, тому, багато в чому, гідротранспортні системи визначають стабільність технологічного процесу й собівартість переробки й транспортування корисних копалин [92]. Удосконалювання напірного гідротранспорту йде шляхом зниження енерговитрат і питомої витрати води на процес гідротранспортування [236, 346].

Крім гірничо-збагачувальних фабрик, гідротранспорт використовують і багато промислових підприємств [205, 251]. У різних технологічних компонуваннях підприємств трубопровідний транспорт розглядається тепер як найважливіша ланка вдосконалювання виробництва [164].

Як відомо [92, 130, 164, 165, 205, 236, 251, 346], одним з основних показників енергетичної ефективності систем трубопровідного гідравлічного транспорту є питома витрата електроенергії на тонну переміщуваного матеріалу, що є критерієм вибору виду транспорту й устаткування для установок. Відсутність у багатьох джерелах інформації щодо енергоефективності різних насосів, застосовуваних у гідравлічному транспорті ускладнює вибір і проектування гідротранспортних установок [17, 128, 250, 329].

Компонуванню гідротранспортних систем у багатьох галузях промисловості присвячене значне число робіт [17, 92, 125, 128, 130, 164, 165, 205, 236, 250, 251, 261, 329, 339, 346]. У багатьох з них представлені методики розрахунку установок для переміщення того або іншого матеріалу, що проявляє, при змішуванні з водою певні реологічні властивості [76, 92, 141, 164, 165, 170, 251, 261]. Однак, у багатьох джерелах не приводиться інформації щодо енергоефективності таких установок і не виробляється порівняння для яких умов краще вибирати той або інший насос. Більше того, енергоефективність застосування струминних насосів у гідротранспортних установках відсутня, хоча відомо, що струминні насоси мають більш низький ККД, внаслідок чого, установки, побудовані на їх основі повинні мати гірші показники енергоефективності [169, 205, 234, 309, 327]. Найчастіше в довідниках приводять переваги й недоліки тих або інших машин, що використовують в якості нагнітачів, а також стандартну типологію застосовуваних машин, засновану на показниках продуктивності й технологічного процесу, природно, приймаючи в уваги капіталовкладення й габарити

[164, 165]. Останнім часом, енергоефективність і вартість обслуговування, «при інших рівних», здобувають пріоритетне значення при виборі рішення у випадку нового будівництва або модернізації ділянок гідравлічного транспорту [130]. Але, через відсутність основних показників ефективності, доводиться робити проектний розрахунок установки, із застосуванням різних нагнітачів і приймати рішення щодо вибору найкращого.



Рисунок 1.19 – Насоси, що використовують у гідротранспорті вугілля

У даній роботі систематизований й узагальнений досвід створення гідротранспортного встаткування, створеного вітчизняними й закордонними виробниками [17, 92, 122, 125, 128, 130, 164, 165, 169, 205, 234, 236, 250, 251, 261, 309, 327, 329, 339, 346], для переміщення вугілля, результатом чого став можливим відбір проектних рішень щодо вибору нагнітачів на основі розрахунку й мінімізації питомої витрати електроенергії на тонну переміщуваного матеріалу [130].

Для оцінки енергетичної ефективності гідротранспортних установок, було зроблено проектний розрахунок переміщення вугілля горизонтальним трубопроводом різної довжини. Розрахунки зроблені за методиками, наведеним у довідниках і монографіях [17, 92, 122, 125, 128, 130, 164, 165, 169, 205, 222, 234, 236, 250, 251, 261, 309, 327, 329, 339, 346], а також на підставі техніко-економічних показників уже існуючих систем трубопровідного транспорту, що дозволило розрахувати два основних показники транспортування вантажу – питому витрату електроенергії на тонну переміщуваного матеріалу (e_m) і питому витрату електроенергії на тонну й метр переміщення (e_L).

Для перекачування різних гідросумішей трубами в якості основного силового встаткування використовують насоси різних конструкцій. Такі насоси мають ущільнення й деталі здатні протистояти абразивному зношуванню [165, 250, 251, 291], в об'ємних насосах передбачають зміцнення клапанних коробок. З іншого боку, внаслідок швидкого зношування механічних рухливих органів динамічних й об'ємних насосів, доцільним стає використання в якості основних силових елементів струминних насосів [17, 166, 169, 234, 329]. Таким чином, так само як і для перекачування чистих середовищ, для перекачування концентрованих гідросумішей використовують три основних види насосів: динамічні (відцентрові), об'ємні й струминні (рис. 1.19).

1.4.1. Динамічні насоси для гідротранспорту. Для перекачування гідросумішей різних твердих матеріалів застосовують насоси: відцентрові ґрунтові, піскові, для хімічного виробництва, фекальні, а для перекачування паперової маси, волокнистих і подібних матеріалів – відцентрові для паперової маси. Для перекачування вугільних сумішей застосовують вуглесоси, їх виконують із деталями проточної частини зі зносостійкої сталі [25, 166], облицюванням робочих коліс гумою й внутрішнім корпусом зносостійкою сталлю або протиабразивним матеріалом на органічній основі.

В усіх випадках експлуатаційні якості насосів визначаються роботою ущільнень. Через щілини відбувається витік рідини, збільшується зношування сполучених деталей. Часто необхідні технологічні витрати не відповідають номінальним подачам насосів, іноді перебувають поза робочою зоною, при необхідних технологічних витратах швидкості руху гідросумішей у трубопроводі нижче критичних, все це, в остаточному підсумку, приводить до швидкого зношування деталей й ущільнень і до того, що середній наробіток на відмову становить 700...2000 годин [166]. Аналізуючи дані про зношування деталей вуглесосів, експлуатованих на підприємствах різних вугільних басейнів, можна помітити, що найбільш складні умови експлуатації насосів у Донбасі, де термін служби деяких деталей, наприклад, вузла вала не перевищує й 150 годин [164].

Внаслідок того, що при гідротранспортуванні вугілля існують досить істотні розходження в параметрах транспортування й закономірностях руху гідросумішей, представлених різними за крупністю класами вугілля, і приводять до значних відмінностей, наприклад, швидкості й питомі напори можуть відрізнятися в 2...3 рази [164, 339], подальші розрахунки проведені для однієї й тієї ж марки вугілля й умов транспортування для всіх видів нагнітачів. Розрахункові точки додані експериментальними, отриманими в результаті розрахунку енергетичної ефективності вже існуючих систем гідротранспортування [92, 164, 166].

Характеристики енергетичної ефективності переміщення за допомогою відцентрових нагнітачів представлені на рис. 1.20.

Дані й методика розрахунку взяті з [141, 164, 166, 168, 250], при цьому технічна продуктивність Π_T варіювалася в діапазоні 40...160 т/год, дальність транспортування L_{np} – від 500 до 20000 м.

Питомі витрати електроенергії на переміщення розраховувалися в такий спосіб: витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу $e_m = N / \Pi_T$ кВтгод/т, де N – витрачена потужність; витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м: $e_L = e_m / L_{np}$.

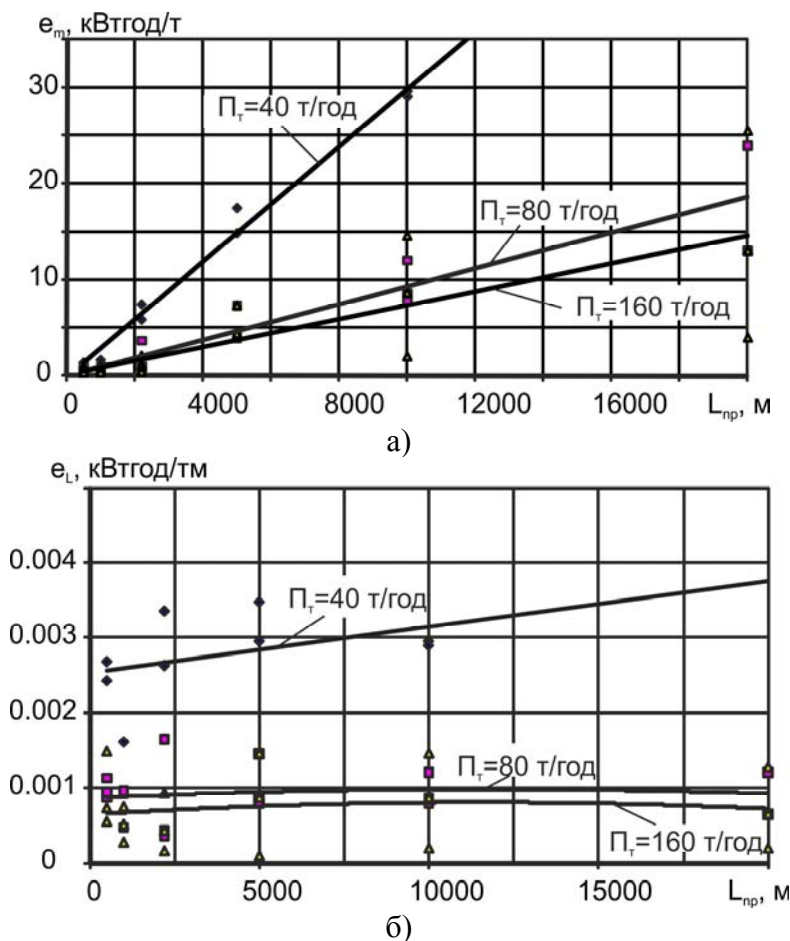


Рисунок 1.20 – Енергетична ефективність гідротранспортування за допомогою відцентрових вуглесосів: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м.

Як видно з рис. 1.20, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу прямо пропорційні дальності транспортування й зростають до 35 кВтгод/т. Крім того, чим більша подача гідросуміші, тим менше питомі витрати. Так, наприклад для транспортування на 10 км, при подачі 40 т/год витрати становлять 30 кВтгод/т, а при 80 т/год – 10 кВтгод/т, 160 т/год – 7 кВтгод/т. Виходячи з рис. 1.20, б, можна зробити висновок, що наведені за відстанню питомі енерговитрати практично мало залежать від дальності транспортування, та є корелюються з подачею системи. Так, питомі витрати при подачі в 40 т/год практично в три рази перевищують питомі витрати при подачі 80 й 160 т/год. Точки на графіках відповідають проектним і застосовуваним у промисловості установкам.

1.4.2. Об'ємні насоси для гідравлічного транспорту. Для перекачування гідросумішей все більше поширення одержують об'ємні насоси, які мають більш високий ККД, у порівнянні з динамічними й струминними, і розвивають

значно більші тиски. Вони мають масу й розмір, що перевищують інші види насосів. Найменш надійними елементами об'ємних насосів є всмоктувальні й нагнітальні клапани. Основна причина відмов: корозія, зношування деталей. Внаслідок швидкого зношування й частої заміни різних деталей (термін служби деталей коливається від 100 годин для ущільнень до 1200 годин для клапанів і штока) доводиться при проектуванні установок гідротранспорту планувати резервні насосні агрегати, що приводить до великої вартості гідротранспортної установки. Середній час простою агрегатів через ремонт становить 24...100 годин [92, 164, 165, 168].

На сьогоднішній день для гідротранспорту твердих матеріалів застосовуються, головним чином, поршневі або мембранно-поршневі насоси із клапанним розподілом, називані в технічній літературі пульповими насосами. Звичайно це двоциліндрові машини подвійної дії (дуплекси) або частіше трициліндрові машини (триплекси). При загальній тенденції збільшення одиначної потужності пульпових насосів (до 2 МВт), особливо для магістрального гідротранспорту, їх створення на базі дуплексів і триплексів приводить до надмірно великої маси, що перевищує 65 т [73].

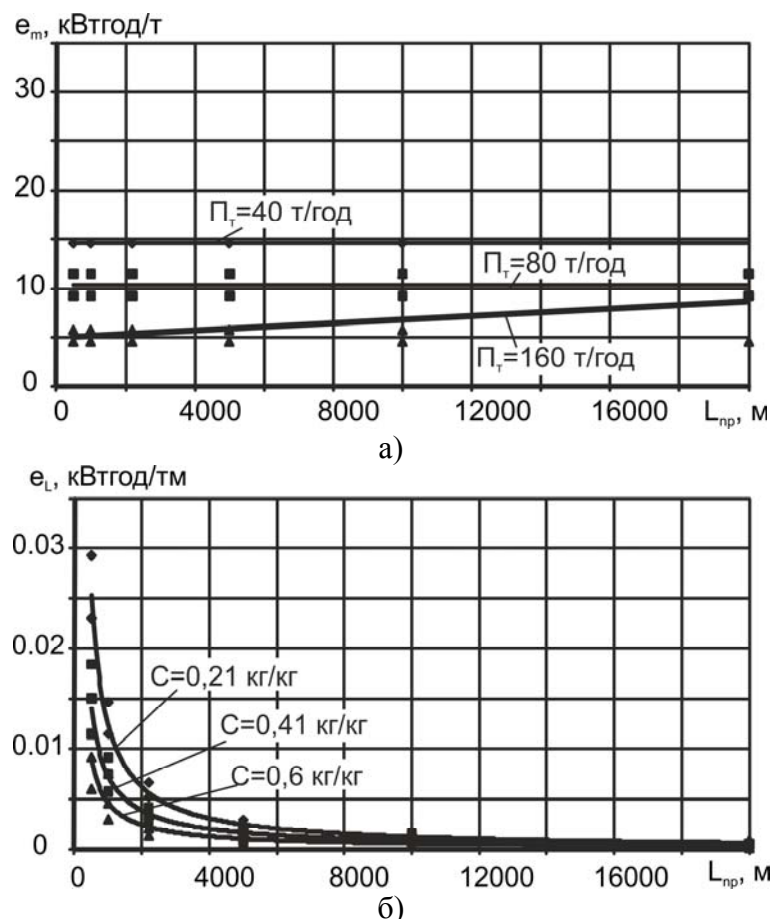


Рисунок 1.21 – Енергетична ефективність гідротранспортування за допомогою об'ємних насосів: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м.

Для розрахунків показників енергетичної ефективності нагнітачів в гідравлічному транспорті вугілля дані й методика розрахунку взяті з [141, 164, 166,

168, 250], при цьому технічна продуктивність варіювалася в діапазоні 40...160 т/год, дальність транспортування – від 500 до 20000 м.

Як видно з рис. 1.21, а витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу практично не залежать від дальності транспортування, що пов'язане з тим, що для забезпечення заданої подачі використовується насос, який розвиває великий тиск, та не використовується при транспортуванні на малі відстані. Внаслідок чого, ці насоси є більше раціональними при подачі гідросуміші в магістральному гідротранспорті. Питомі витрати електроенергії коливаються в межах від 5 до 15 кВтгод/т при подачах від 40 до 160 т/год. Чим більше подача, тим менше питомі витрати енергії. Виходячи з рис. 1.21, б, можна зробити висновок, що приведені за відстанню питомі енерговитрати зменшуються зі збільшенням дальності транспортування й залежать від масової концентрації гідросуміші. Чим більше концентрація, тим менше приведені енерговитрати. Як йде з рис. 1.21, б, використання об'ємних насосів при дальності транспортування менш 4000 м приводить до значних питомих витрат порядку 0,025 кВтгод/тм.

1.4.3. Струминні насоси для гідравлічного транспорту. Струминний насос - один з найбільш простих апаратів для живлення гідротранспортних установок і транспортування гідросумішей трубами [82, 169]. Питання застосування струминних апаратів для гідромеханізації й гідротранспорту розглянуті в роботах [17, 122, 125, 130, 169, 205, 254, 270, 291, 309, 327, 329, 330].

Перевагами застосування струминних насосів у гідротранспорті є те, що перекачування гідросумішей здійснюється за допомогою активного струменя, який створює насос, що працює на чистому середовищі. Це запобігає його абразивному зношуванню й підвищує ККД у порівнянні із ККД землесосів, вуглесосів та інших насосів для забруднених рідин [82]. Внаслідок чого, струминні установки, на відміну від установок для перекачування чистих середовищ, можуть конкурувати з відцентровими й об'ємними насосами за енергетичною ефективністю перекачування. Крім того, струминні установки вимагають значно менших експлуатаційних витрат при своїй роботі.

У струминних насосах для гідротранспорту в якості робочого середовища використовують звичайно воду, яка надходить із великою швидкістю із сопла в прийомну камеру. Середовищем, яке ежектується є тверде тіло (вугілля, пісок та ін.) або суміш води й твердого тіла. Це середовище може перебувати з надлишковим тиском, наприклад, у бункері або ємності, що дозволяє використати підпір для поліпшення енергетичних характеристик перекачування за допомогою струминного насоса. Для розрахунку насосів принципово застосовні розрахункові рівняння, використовувані при проектуванні струминних насосів для перекачування чистих рідин [82, 169, 270].

Для оцінки енергоефективності розрахунок струминних апаратів вироблявся за методикою, описаною в [169], розрахунок гідравлічних витрат у трубопроводі – за методикою [48, 164, 226]. Основні параметри розрахунку: коефіцієнт ежекції або концентрації суміші – $C = 0,2...0,6$ кг/кг; продуктивність $\Pi_T = 40...160$ т/год; матеріал – вугілля. При розрахунку вважалося, що середо-

вище, яке ежектується перебуває в сухому виді й змішується з водою вже в камері змішання струминного насоса.

Як видно з рис. 1.22, а витрати енергії на переміщення 1 т матеріалу зростають залежно від дальності транспортування й перевищують аналогічні показники установок, побудованих на інших видах насосів в 2...3 рази. Крім того, на відміну від відцентрових й об'ємних насосів транспортування струминними стає не доцільним при дальності більше 10 км, внаслідок значного зростання енерговитрат на 1 т суміші. Як видно з рис. 1.22, б застосування бункера або ємності висотою 20 м (підпір) має сенс при малих подачах гідросуміші.

На рис. 1.22, в наведені питомі енерговитрати на перекачування 1 т суміші на 1 м, з використанням бункера висотою 20 м. З рис. 1.22, в, йде, що питомі енерговитрати при подачі до 80 т/год знижуються зі збільшенням подачі гідросуміші. При більших подачах – прямо пропорційні відстані транспортування.

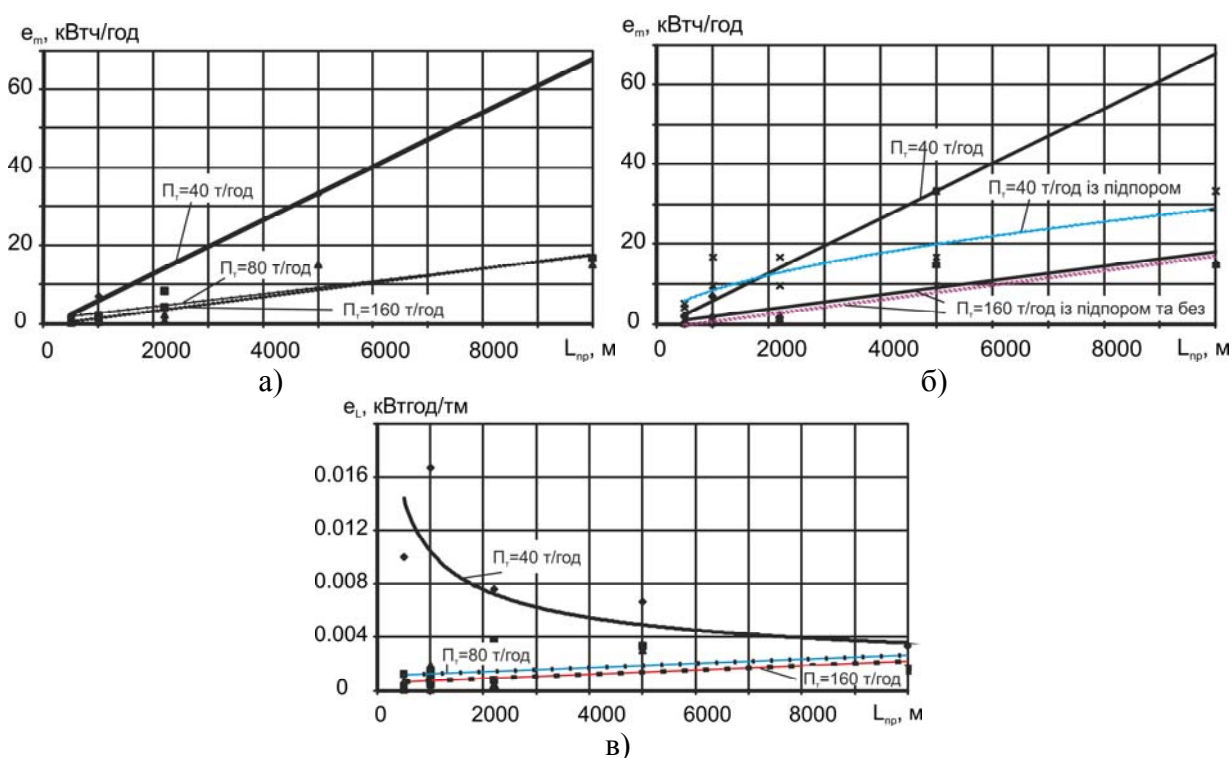


Рисунок 1.22 – Енергетична ефективність гідротранспортування за допомогою струминних насосів: а), б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; в) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м

У даній роботі розглядалися тільки системи для горизонтального транспортування гідросумішей.

На рис. 1.23 наведені сполучені характеристики розглянутих гідротранспортних установок. Як видно з рис. 1.23, а і 1.23, б найгіршими показниками енергоефективності володіють струминні насоси, однак при довжинах транспортування до 5 км вони мають показники енергоефективності, що не на багато відрізняються від інших насосів, внаслідок більшого ККД насосів, що використовуються на чистому середовищі й більшій варіативності вибору насоса й робочої точки. Їхнє застосування в гідротранспорті дозволяє зменшити витрати на технічне обслуговування установок, на простій устаткування, пов'язаний з ре-

монтом й забезпечити економію капітальних вкладень, необхідних для реалізації резервування насосів. Крім того, ефективність використання струминних насосів зростає з погіршенням умов експлуатації, наприклад, на вуглевидобувних підприємствах.

Як йде з рис. 1.23, раціональним використанням струминних насосів буде транспортування на відстань до 5000 м, що говорить про те, що їх краще використати не в магістральному трубопровідному транспорті, а в промисловому, де відстані транспортування не великі. Навпроти, об'ємні насоси більш економічно використати в магістральному трубопровідному транспорті.

Згідно показників енергетичної ефективності було виявлено, що найгірші мають струминні насоси, однак при довжинах транспортування до 5 км вони мають показники енергоефективності, які не на багато відрізняються від інших насосів, внаслідок більшого ККД насосів, що використовуються на чистому середовищі й більшій варіативності вибору насоса й робочої точки. Їхнє застосування в гідротранспорті дозволяє зменшити витрати на технічне обслуговування установок, на простій устаткування, пов'язаний з ремонтом й економію капітальних вкладень, необхідних для забезпечення резервування насосів. Крім того, ефективність використання струминних насосів росте з погіршенням умов експлуатації, наприклад, на вуглевидобувних підприємствах.

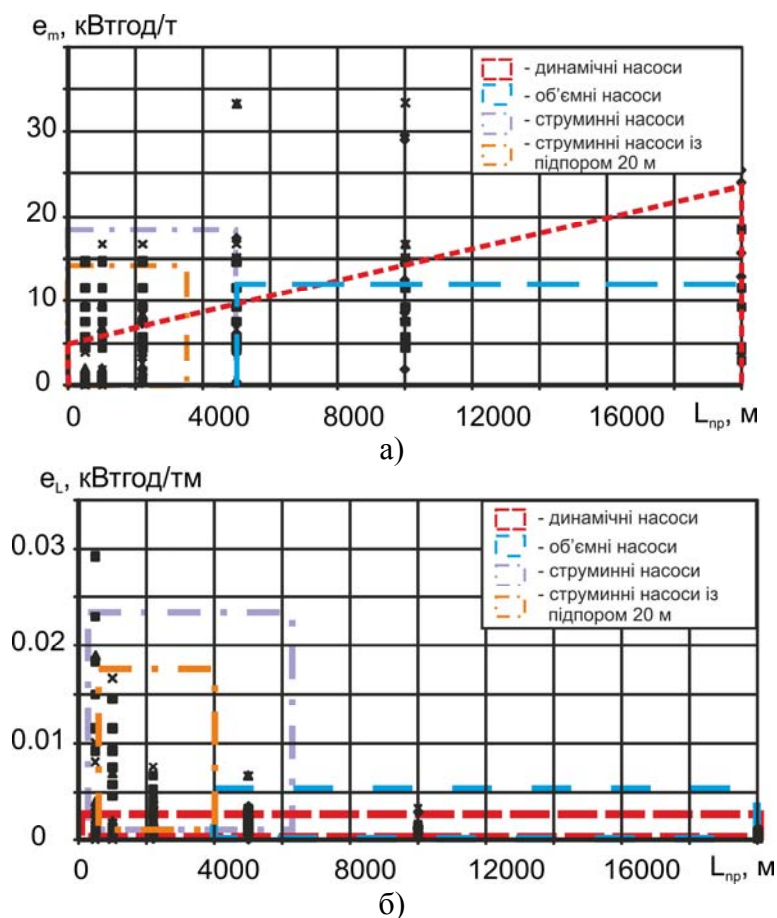


Рисунок 1.23 – Сполучені характеристики енергетичної ефективності гідротранспортування за допомогою розглянутих насосних установок: а) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу; б) – витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м

Практично всі насосні агрегати, використовувані в гідротранспортних установках, крім струминних, піддані значному зношуванню, внаслідок чого середній наробіток на відмову насосів і деталей коливається в межах 700...2000 год. Крім того, збільшення терміну служби вимагає використання у виробництві більш дорогих матеріалів, менш підданих корозії й абразивному зношуванню.

Таким чином, подальше вдосконалювання струминних нагнітачів, пошук нових технічних рішень, заснованих на більш ефективних принципах передачі енергії, дозволить знизити питомі енерговитрати й поліпшити економічні характеристики гідротранспорту.

1.5. Можливість дослідження робочого процесу нагнітачів за допомогою розрахункового експерименту

Для забезпечення надійної роботи насосного обладнання конструктору важно мати можливість прогнозувати характеристики нагнітачів та їх зміну в залежності від середовища, що перекачується на стадії проектування та виготовлення нагнітача. Часто теорія тієї або іншої гідравлічної машини розроблена для випадків перекачування чистого середовища або на вузький діапазон робочих параметрів. При переході на суміші характеристики нагнітачів різних конструкцій змінюються різним способом та спрогнозувати параметри роботи при різному складі фаз без експериментальних досліджень дуже важко [67].

На даний час добре себе зарекомендували методи числового розрахунку течій рідини, що реалізовано у вигляді програмних продуктів. Аналіз робіт, присвячених математичному моделюванню течії [33, 38, 67, 83, 90, 170, 271, 280, 297, 345] показав, що провідні комерційні та університетські програмні пакети, зокрема Ansys CFX, Fluent, STAR-CD, FlowVisison, PolyFlow, OpenFoam забезпечують можливість моделювання багатьох досить складних течій з високою точністю узгодження з експериментальними даними. Але, незважаючи на експоненціальне зростання продуктивності комп'ютерів и значні успіхи, досягнуті в останні роки в області побудови ефективних числових алгоритмів для вирішення задач аеродинаміки та теплообміну, розрахунок турбулентних течій, як й протягом багатьох попередніх років, є однією з найбільш важких проблем обчислювальної аеродинаміки [38].

Значне поширення в останні роки отримали методи прямого числового моделювання та метод крупних вихорів. Однак, внаслідок дуже великої обчислювальної складності цих підходів, їх практичне використання при розробці та удосконаленні гідравлічних машин та гідропневмоагрегатів може відбутися лише через кілька десятиріч, тому, що, на сьогоднішній день існуюча комп'ютерна продуктивність дозволяє зробити такі розрахунки лише при витратах часу, близьких до декількох років [38].

З іншої сторони, вже сьогодні успішно використовуються при рішенні прикладних задач аеро- та гідродинаміки [58, 68, 83, 89, 113, 289, 316, 325] напівемпіричні методи, що базуються на використанні осереднених за Рейнольдсом рівняннях Нав'є-Стоксу в сполученні з різними напівемпіричними моделями

турбулентності, а також метод DES (Detached Eddy Simulation), що в значній мірі спирається на ці моделі. За думкою авторів роботи [38], ці методи протягом наступних тридцяти років будуть основним робочим інструментом для вирішення питань течії рідини та газу в гідравлічних пристроях. Крім того, в останні роки, дуже динамічно розвиваються методи моделювання транспортування твердих середовищ як на основі методу Лагранжа так і методу Ейлера, що дозволяє в повній мірі використати доступні програмні пакети для повного спектру досліджень роботи нагнітачів налюбій концентрації та складу фаз гетерогенних середовищ.

Таким чином можна зробити наступні висновки з проблеми перекачування гетерогенних середовищ та напрямки розвитку й удосконалення струминних нагнітачів:

1. При екстремальних умовах експлуатації, тобто при впливі різких перепадів температури і тиску, вібрації, знакозмінних прискорень і ударних навантажень, вологості, запиленості, хімічної агресивності робочого і навколишнього середовищ, при перекачуванні сипких твердих середовищ класичні (динамічні та об'ємні) насоси швидко виходять з ладу внаслідок зносу механічних рухливих органів.

2. Наявність негативних зовнішніх факторів, і факторів, що привносяться властивостями робочих середовищ, знижує надійність нагнітачів, у порівнянні з нормальними умовами експлуатації, у десятки, а в окремих випадках – у сотні разів. При цьому середній наробіток на відмову становить 700...2000 годин.

3. Сучасні вимоги до нагнітачів у більшості галузей виробництва відзначаються підвищеними вимогами щодо надійності та довговічності нагнітачів, яким можуть задовольняти лише нагнітачі струминного типу. Методи підвищення надійності та довговічності класичних нагнітачів із рухливими елементами майже вичерпано.

4. Одним з напрямків вирішення проблеми підвищення надійності та довговічності гідравлічних і пневматичних нагнітачів, що перекачують рідини із вмістом твердих компонентів, є подальший пошук нових способів передачі енергії, та відповідних конструкцій у проектуванні струминних нагнітачів, за рахунок створення нових нагнітачів на основі вихрової камери змішання. В цих пристроях об'єднуються достоїнства нагнітачів відцентрового й струминного типів, що дає можливість отримати характеристики, практично незалежні від більшості несприятливих факторів.

5. На основі показників енергетичної ефективності гідравлічного та пневматичного транспорту, для різних варіантів концентрації й продуктивності було проведено проектний розрахунок переміщення вугільного пилу та водовугільної суспензії горизонтальним трубопроводом різної довжини на основі різних нагнітачів. Згідно показників енергетичної ефективності було виявлено, що найгірші мають струминні насоси, однак їхнє широке застосування в гідравлічному та пневматичному транспорті говорить про те, що їх основні переваги такі як надійність і довговічність, у багатьох випадках є вирішальними при прийнятті проектних рішень про використання того або іншого виду живильника, то-

му що ці показники приводять, в остаточному підсумку, до зменшення витрат на технічне обслуговування установок.

6. Існуючі конструкції струминних нагнітачів із вихровою камерою змішання або мають дуже низькі показники ефективності – вихрові ежектори, або є не дослідженими при роботі на багатьох середовищах. Струминно-вихрові нагнітачів мають ряд конструктивних недоробок: суміщення осьових каналів, реалізація робочого процесу з викидом середовища, що перекачується.

7. Прогрес у напрямку створення вихорокамерних нагнітачів стримує відсутність:

- системного підходу до аналізу властивостей і характеристик вихорокамерних нагнітачів;
- концепції гідравлічних і пневматичних систем (ГПС) із використанням вихорокамерних нагнітачів;
- наукових основ розрахунку і проектування ГПС із використанням вихорокамерних нагнітачів;
- добре відпрацьованих конструкцій ГПС із використанням вихорокамерних нагнітачів.

Рішення цих питань визначило мету і задачі досліджень, що приведені в загальній характеристиці роботи.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ПЕРЕДАЧІ ЕНЕРГІЇ З БІЛЬШ ВИСОКИМИ ПОКАЗНИКАМИ ЕФЕКТИВНОСТІ В ОБМЕЖЕНИХ ОБЕРТОВИХ ПОТОКАХ ТЕКУЧИХ СЕРЕДОВИЩ

2.1. Робочі процеси вихорокамерного нагнітача

З метою поліпшення енергетичних характеристик струминно-вихрових насосів, описаних в першому розділі, та знаходження оптимуму за геометричними параметрами, було проведено низку експериментів із зміною характерних геометричних розмірів, що привело до виявлення робочого процесу із відсутністю витрати середовища, що перекачується у дренажному каналі. Тобто відбувалося всмоктування середовища через обидва осьові канали в нагнітачі. Таким чином, зміна взаємного співвідношення площ (або діаметрів) тангенціальних каналів входу й виходу, а також осьових каналів призводить до двох можливих режимів роботи нагнітача: з викидом середовища через дренажний канал ($Q_{out} > 0$, рис. 2.1), і з усмоктуванням ($Q_{out} < 0$). Цей факт потребував подальших досліджень та розширення області застосування подібних нагнітачів, а також обґрунтування існуючих робочих процесів та знаходження границі переходу між ними.

В процесі дослідження роботи нагнітача з вихровою камерою змішання, та внаслідок відсутності чіткої термінології в назвах нагнітачів струминного типу було прийнято рішення іменувати їх вихорокамерними. Необхідно зауважити, що нагнітачі подібних конструкцій зустрічаються в різних джерелах [49, 85, 86, 114, 115, 119–131, 146–159, 240–243] під назвами струминно-вихрові, струминно-відцентрові, вихрові ежектори.

Об'єднуючи обидва режими роботи вихорокамерного нагнітача (ВКН), його роботу можна описати наступним чином (рис. 2.1). Несучий потік, за допомогою якого виробляється перекачування із витратою середовища Q_s та тиском p_s потрапляє у вихрову камеру, де утворює обертову течію з приосьовою областю зниженого тиску. Зниження тиску на осі вихрової камери спричинює підсмоктування потоку, що перекачується. Суміш потоків, що утворюється в камері, поступає під дією перепаду тисків в осьовому каналі та дії відцентрової сили, на вихід з нагнітачу. Потік, що виходить з нагнітачу з параметрами (p_e, Q_e) подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу при вакуумуванні замкнених обсягів.

Зміна співвідношення площ каналів призводить до зміни робочого процесу в нагнітачі: перший робочий процес – весь основний потік виходить через дренажний канал (рис.2.1) за законом збереження моменту кількості руху, тому турбулентний обмін майже відсутній та такий режим може бути реалізований, на відміну від класичних струминних ежекторів, навіть на гіпотетичній ідеальній рідині; другий робочий процес – весь основний потік потрапляє в вихідний тангенціальний канал, передаючи обертання ядру за рахунок обміну

кількістю руху. При реалізації обох робочих процесів передача енергії відбувається за рахунок дії відцентрової сили.

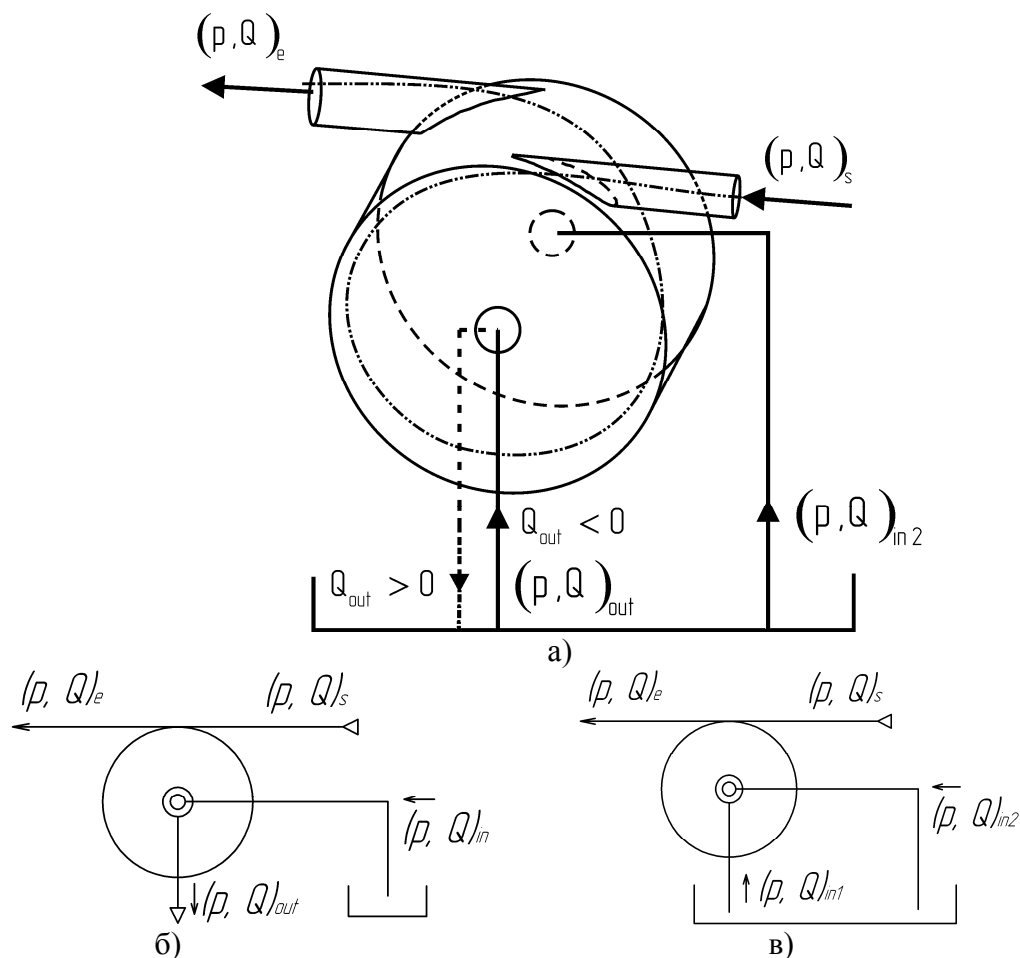


Рисунок 2.1 – Вихорокамерний нагнітач: а) – загальна схема; б) – схема роботи із дренажним каналом; в) – схема роботи із всмоктуванням через обидва осеві канали

2.2. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів

Використання вихрового робочого процесу разом із лопатевим дозволило створити вільновихрові насоси, які мають усі характерні признаки вихрових гідромашин: простота конструкції (лопати робочого колеса прямі та плоскі), стійка робота на газорідних сумішах, відносно невисокі антикавітаційні якості [55]. Але об'єднання цих робочих процесів не призвело до значного підвищення надійності та довговічності таких машин при перекачуванні середовищ із великим вмістом твердих частинок, внаслідок наявності механічного рухомого органу – робочого колеса, та наявності ущільнень валу.

Поєднати позитивні якості динамічних (лопатевих) відцентрових насосів та струминних можливо на основі вихрової камери змішання, що дозволяє зберегти ефективну передачу енергії внаслідок дії відцентрової сили при забезпеченні максимальної надійності та довговічності, які притаманні струминній техніці. Вихрова камера змішання дозволяє в процесі перекачування використати основні гідродинамічні ефекти обертових потоків: створення вакууму біля

осі та надлишкового тиску на периферії, використати відцентрову силу, що виникає при обертанні рідини у вихровій камері (рис. 2.2).

За рахунок дії балансу поверхневих сил тиску та масової відцентрової сили відбувається збільшення енергії потоку, що перекачується. У випадку перекачування однофазних середовищ відбувається придбання потенціальної енергії тиску та кінетичної енергії. У випадку перекачування багатофазних середовищ відбувається придбання кінетичної енергії середовищем, яке перекачується, за рахунок передачі потенціальної та кінетичної енергії рідини.

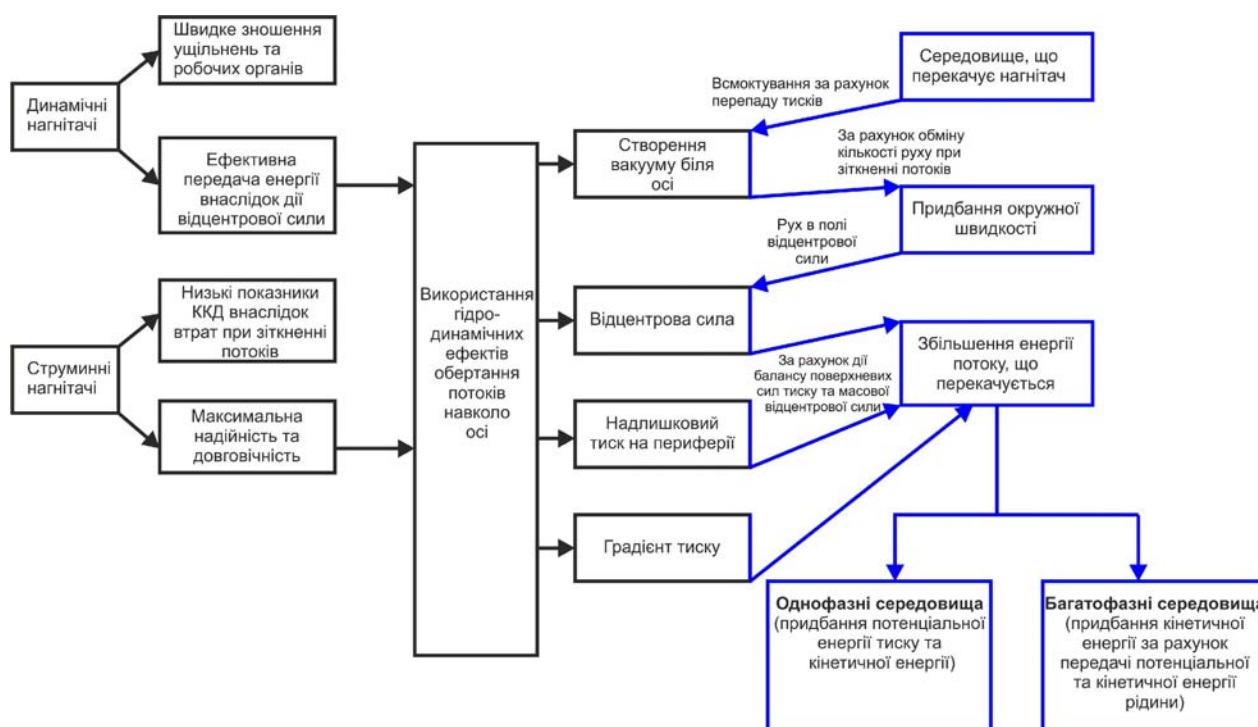


Рисунок 2.2 – Концепція створення вихорокамерних нагнітачів

Таким чином, уперше розроблено концепцію вихорокамерних нагнітачів: науково обґрунтовано робочий процес, який оснований на новому для струминних нагнітачів принципі передачі енергії за рахунок використання гідродинамічних ефектів обертаних потоків – вакууму біля осі обертання і підвищеного тиску на периферії вихрової камери. Внаслідок першого відбувається всмоктування часток потоку, що перекачується, у вихрову камеру під дією перепаду тиску. Потрапивши у вихрову камеру, частинки за рахунок обміну кількістю руху з обертаним потоком несучої рідини при зіткненні, здобувають тангенціальну швидкість і далі під дією балансу поверхневих (сил тиску) та масових (тяжіння і домінуючої відцентрової) сил в потенціальному полі відкидаються до периферії камери, де потрапляють в тангенціальний канал виходу з нагнітача, здобуваючи кінетичну енергію, перетворенням потенціальної енергії підвищеного на периферії камери тиску. Якщо частинка потрапляє на нижню торцеву стінку у приміжовий шар вона переміщується у напрямку осі обертання і виходить у дренажний канал, створюючи втрати. Частинки, всмоктувані через канал у верхній кришці камери можуть також потрапити у дренажний канал під дією сили

тяжіння, якщо не отримають відповідну тангенціальну швидкість. Таким чином, на відміну від класичних струминних нагнітачів, де використовується лише спосіб передачі енергії за рахунок обміну кількістю руху при зіткненні взаємодіючих потоків, у ВКН основну енергію частинки отримують за рахунок переміщення під дією відцентрової сили на периферію вихрової камери де несуча рідина має високі значення потенціальної енергії (у вигляді статичного тиску), величина якої може сягати близько 90% затрачуваної енергії на привід нагнітача.

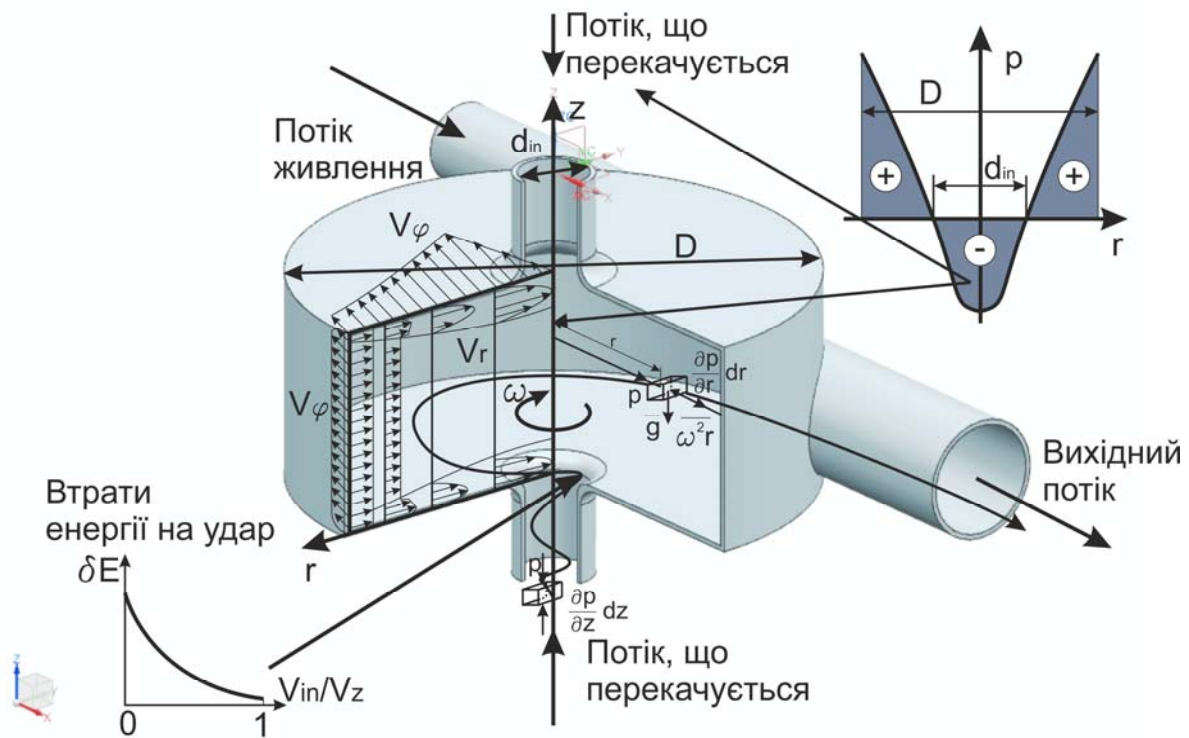


Рисунок 2.3 – Обґрунтування процесу перекачування в вихорокамерному нагнітачі

На рис. 2.4 представлено структуру втрат енергії, які відбуваються в вихровому ежекторі. Ці втрати можна поділити на три типи: втрати на закручення потоку та створення вакууму біля осі; втрати на турбулентний обмін в каналі всмоктування та гідравлічні втрати у нагнітачі та у вихідному каналі.

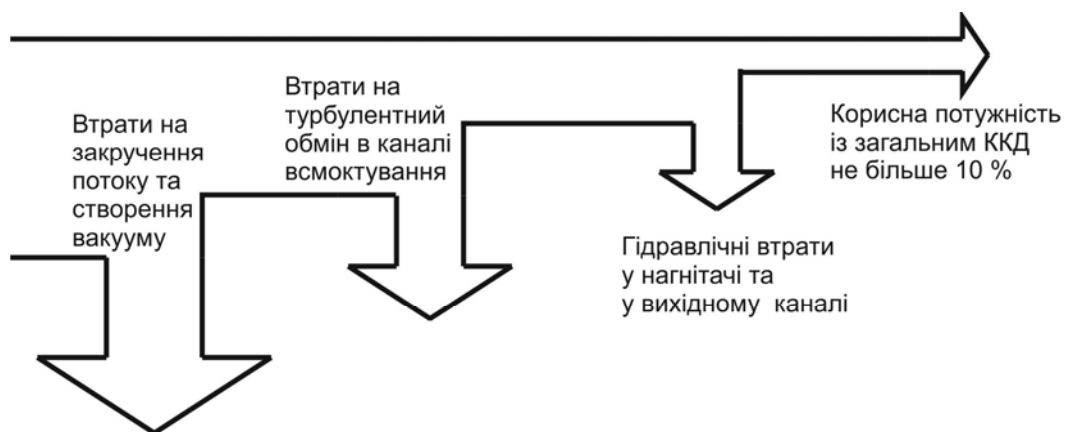


Рисунок 2.4 – Структура втрат енергії в вихровому ежекторі

У вихровому ежекторі майже не використовується дія відцентрової сили тому, що потік, який виходить з нагнітача відбирається по осі потоку. Таким чином, такі нагнітачі зовсім не можуть перекачувати тверді середовища, внаслідок відкидання твердих часток на периферію за рахунок різниці густини та балансу діючих сил.

Для вихорокамерного нагнітача частину втрат енергії, яка відбувається внаслідок закручення потоку та створення вакууму біля осі може бути повернена за рахунок використання відцентрової сили.

Якщо розглянути елемент рідини, що обертається навколо осі вихрової камери, у першому наближенні, за законом потенціального вихору, то для випадку постійної густини повну енергію елемента можна записати наступним чином:

$$E = \frac{\Delta m}{\rho} p_r + \frac{\Delta m}{2} V^2,$$

де Δm – маса елемента рідини; $p_r = p_R - \frac{\rho \Gamma^2}{8\pi^2 r^2}$ – гідростатичний тиск, який залежить від радіусу вихрової камери й тому від розташування елемента згідно [205]; $V = \frac{\Gamma}{r}$ – швидкість руху елемента рідини для потенційного вихору з постійною циркуляцією швидкості Γ .

Після алгебраїчних перетворень можна отримати похідну енергії за радіусом, що ілюструє придбання потоком, що перекачується додаткової енергії в залежності від радіусу вихрової камери:

$$\frac{\partial E}{\partial r} = \frac{\Delta m \Gamma^2}{4\pi^2 r^3} + \frac{\Delta m \Gamma^2}{2r^3}.$$

Таким чином, частина енергії, що була втрачена повертається та за рахунок неї можна очікувати більший, ніж у вихрових ежекторах, ККД (рис. 2.5).

При перекачуванні багатозфазних середовищ слід очікувати ще більші показники ефективності роботи ВКН та менші втрати енергії внаслідок збереження частини втраченої (у вихровому ежекторі) енергії за рахунок дії відцентрової сили. При цьому, тому що приріст повної енергії частинки, що перекачується, пропорційний густині твердого матеріалу, яка може перевищувати густину основного потоку в тисячі разів максимальна ефективність роботи ВКН на багатозфазному середовищі повинна досягатися при максимальному співвідношенні густин, наприклад у пневматичному транспорті.

На рис. 2.6 показано структуру втрат енергії при перекачуванні твердих середовищ, за допомогою ВКН. Втрати енергії на закручення потоку та

створення вакууму у великому обсязі повинні повертатися за рахунок отримання твердою частинкою кінетичної енергії від потоку.



Рисунок 2.5 – Структура втрат енергії в вихорокамерному нагнітачі при перекачуванні однофазних середовищ

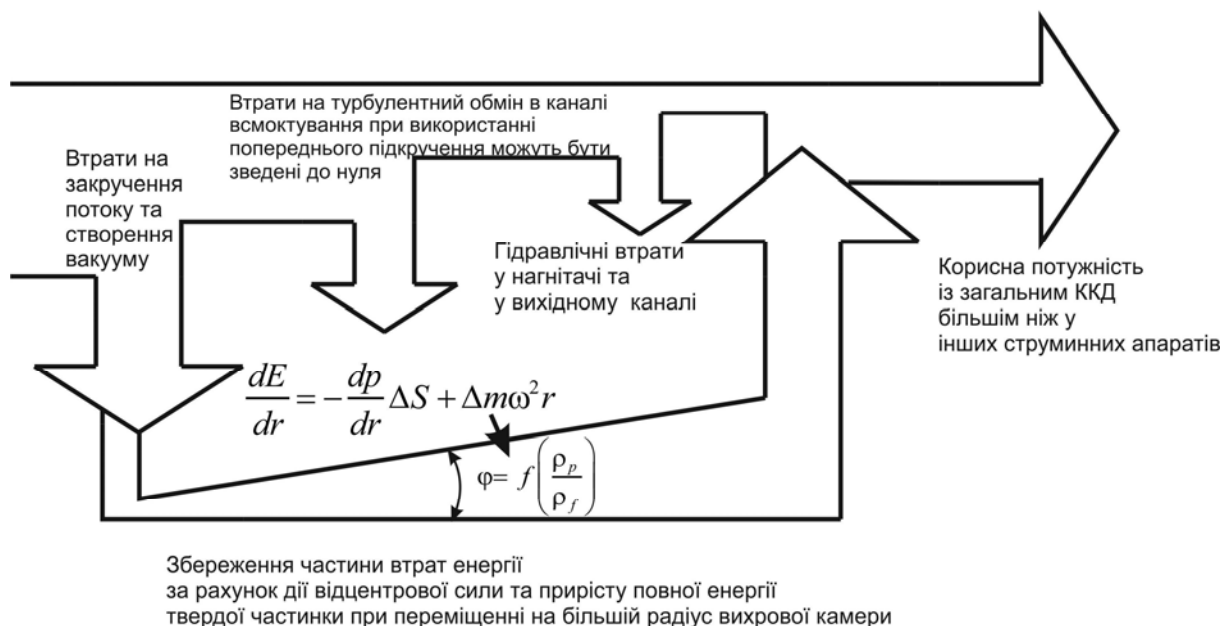


Рисунок 2.6 – Структура втрат енергії в вихорокамерному нагнітачі при перекачуванні багатофазних середовищ

Необхідно зазначити, що вихрові ежектори не можуть перекачувати тверді середовища. При порівнянні з класичними прямоточними струминними нагнітачами можливе забезпечення такої кутової швидкості обертання потоку у вихровій камері ω , при якій ефективність ВКН буде більшою.

2.3. Гідродинамічні підходи до математичного моделювання робочих процесів у вихорокамерних нагнітачах

Математичне моделювання гідродинамічних процесів, що протікають у вихрових камерах вихорокамерних нагнітачів, є однією з основних і актуальних задач досліджень спрямованих на удосконалення їх характеристик. Розрахунки на математичних моделях дозволяють заощадити час та матеріальні витрати, які потрібні на етапах створення нових та удосконалення існуючих конструкцій нагнітачів [125, 204, 205].

Характерними особливостями, які притаманні ВКН, при використанні у промисловості, є великі числа Рейнольдса за таких значень тиску рідини або чисел Маха для газів, для яких рух робочого середовища відповідає розвинутому турбулентному, а саме, у більшості випадків, середовище може вважатися нестисливим [205].

На сьогоднішній час, завдяки великій кількості використання вихрового ефекту в техніці, таких пристроїв як вихрові труби, клапани та ежектори існує досить велика кількість публікацій щодо математичного моделювання течій в них. В минулому сторіччі, через відсутність обчислювальних систем високої потужності математичне моделювання течії у різних вихрових апаратах багатьма авторами по суті зводилося до опису течії у вихровій камері. В останні двадцять років, використання числових методів вирішення задач гідроаеродинаміки дозволило отримати результати розрахунів тривимірних течій. Але, внаслідок того, що вихорокамерні нагнітачі є новими пристроями, та їх дослідження раніше проведені не були, виникла потреба математичного моделювання течій у цих пристроях на основі найсучасніших та найдосконаліших підходів до моделювання. Тому, в даній роботі виконані дослідження як просторових течій на основі тривимірного моделювання, так і на основі більш простих моделей ідеальної рідини та зонального моделювання, яке дало змогу визначити асимптотичні параметри щодо витрати всмоктування у нагнітач.

Визначення асимптотичних характеристик допомогло зменшити обсяг тривимірного моделювання відкинувши заздалегідь нераціональні конструкції, що потребувало великої кількості часу для розрахунку на основі числового вирішення рівнянь Рейнольдсу.

Основні гідродинамічні підходи, що було використано при моделюванні аерогідромеханічних характеристик вихорокамерних нагнітачів наведено на рис. 2.7.

Розрахунки на математичних моделях процесів, що відбуваються у вихрових камерах різних струминних пристроїв, дозволяють скоротити час і матеріальні витрати, які необхідні для створення нових й удосконалення старих методик розрахунку струминних апаратів. Тому математичне моделювання є однією з найважливіших й актуальних задач дослідження й удосконалення характеристик струминних пристроїв [11, 74, 136, 191, 192].

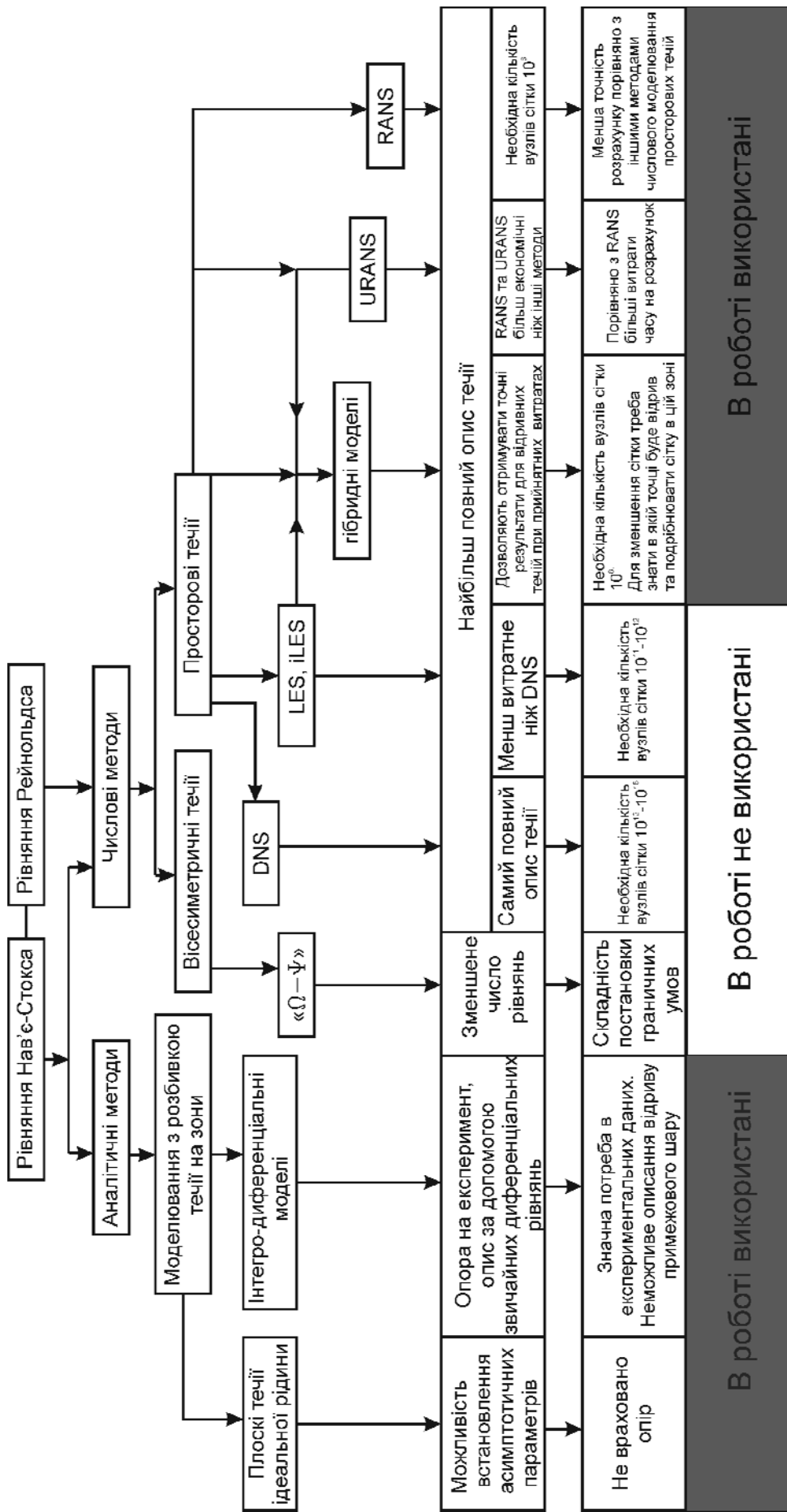
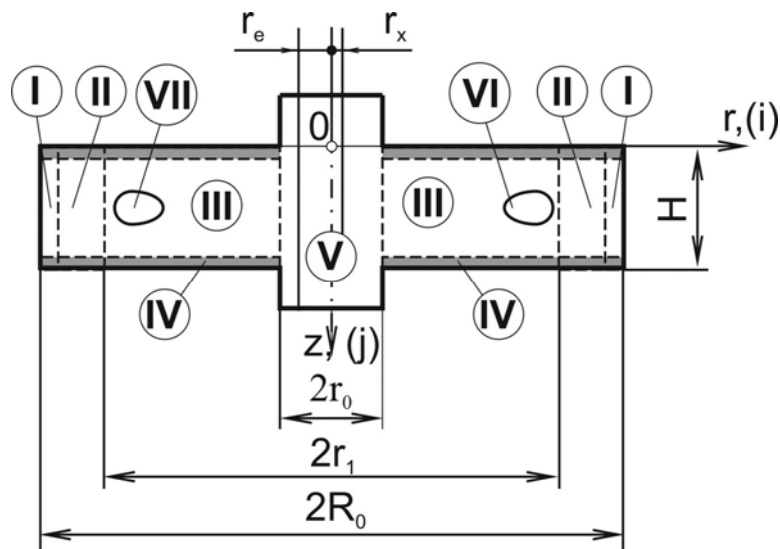


Рисунок 2.7 – Гідродинамічні підходи до математичного моделювання течій у вихорокамерних нагнітачах

Найбільш загальною моделлю течії в камері є модель заснована на рівняннях Нав'є-Стокса, які є нелінійними диференціальними рівняннями в частинних похідних другого порядку [80, 83, 213, 233]. На даний момент вони є самими складними для рішення рівняннями гідроаеродинаміки. Записані в найбільш компактній формі, без урахування масових сил, разом з рівнянням нерозривності мають вигляд:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} = \text{Div}(P - \rho \bar{V} \bar{V}); \\ P = -pE + 2\mu \dot{S}; \\ \dot{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right); \\ \text{div} \bar{V} = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

де ρ – густина середовища; $\bar{V}$ – вектор актуальної швидкості потоку в даній точці простору; t – час; P – тензор напруг; $\dot{S}$ – тензор відносних швидкостей деформацій; p – гідродинамічний тиск у в'язкій рідині, що рухається; E – тензорна одиниця; μ – динамічна в'язкість; індекси $i = 1; 2; 3$, $j = 1; 2; 3$.



- I - зона приміжових шарів на боковій стінці вихрової камери;
- II - зона формування течії;
- III - центральна зона;
- IV - зона приміжових шарів на торцевих кришках;
- V - зона витікання;
- VI - зона змішування із потоком живлення;
- VII - зона прийомного каналу

Рисунок 2.8– Узагальнена розрахункова схема вихорокамерного нагнітача

Система рівнянь (2.1) описує як ламінарну течію рідини, так і турбулентну. Теоретичне рішення системи (2.1) обмежено найбільш простими течіями, а більшість розрахунків випадків, що найчастіше зустрічаються на практиці –

розвинена турбулентна течія, розрахунок якої можливо виконати тільки за допомогою числових методів [4, 74, 103, 152, 153, 310]. Рішення цього завдання є складним з погляду гідродинаміки й потужностей обчислювальної техніки [33, 188, 314, 320].

Крім того, хоча існує досить велика кількість досліджень течій у пристроях, що мають вихрову камеру, наявність вихідного тангенціального каналу у ВКН, не дозволяє використати основні залежності, отримані в цих роботах [49, 85, 86]. Але, експлуатація нагнітача в режимі з закритим вихідним каналом подібна за розподілом кінематичних параметрів, роботі вихрових клапанів. Тому саме в цьому режимі можливе порівнювання характеристик та деяке використання основних залежностей, таких як, розподіл тиску або швидкостей. Це має значення для оцінки асимптотичних параметрів, наприклад, при зональному моделюванні або моделюванні ідеальної рідини.

З метою однозначності подальших міркувань приймемо наступну розрахункову схему вихрового апарату (рис. 2.8), яка узагальнена для кожного з розглянутих підходів.

2.4. Моделювання течії ідеальної рідини

Як було сказано раніше, моделювання тривимірних в'язких течій є складним завданням, що вимагає значних витрат часу на розрахунок, тому для визначення режимних параметрів та їх впливу на характеристики ВКН, у даній роботі застосований підхід моделювання течії ідеальної рідини для одержання асимптотичних параметрів з метою визначення знака витрати в дренажному каналі, що ілюструє різні робочі процеси [172, 191].

При розгляді одномірної вісесиметричної течії ідеальної рідини звичайно використовується «зональний підхід» [172, 191, 341], згідно якого течія у вихровій камері розбивається на дві зони: зона зміни окружної швидкості як у твердого тіла та зовнішня зона потенційного вихору з постійною циркуляцією швидкості.

Насправді, наявність гальмуючого впливу стінок приводить до зниження циркуляції [84, 131, 189], а рух у приосьовій зоні дійсно близький до закону твердого тіла, з тією лише різницею, що навіть в ідеальній рідині, внаслідок зниження тиску в приосьовій області виникає вторинна течія, що у [213] не розглядається. Рідина, при цьому, всмоктується з навколишнього простору всередину вихрової камери, а потім викидається назовні по периферії вихідного отвору [172] (характерна схема течії з розподілом компоненти швидкості показана на рис. 2.9).

Спрощені рівняння руху рідини, що розв'язують для зони потенційного вихору представляють у формі Громеки-Ламба, які легко інтегруються для безвихрової течії, та за допомогою інтегралу Бернуллі дають можливість одержати розподіл тиску вздовж радіусу вихрової камери, що може бути приведений до вигляду [145, 172, 191]:

$$\Delta \bar{p}_I = \frac{p_R - p_r}{\rho \Gamma^2 / 8\pi^2 R^2} = \bar{p}_R - \bar{p}_r = \frac{R^2}{r^2} - 1, \quad (2.2)$$

де R – зовнішній радіус вихрової камери; Γ – циркуляція швидкості; p_R – гідростатичний тиск на периферії вихрової камери; p_r – гідростатичний тиск на радіусі r .

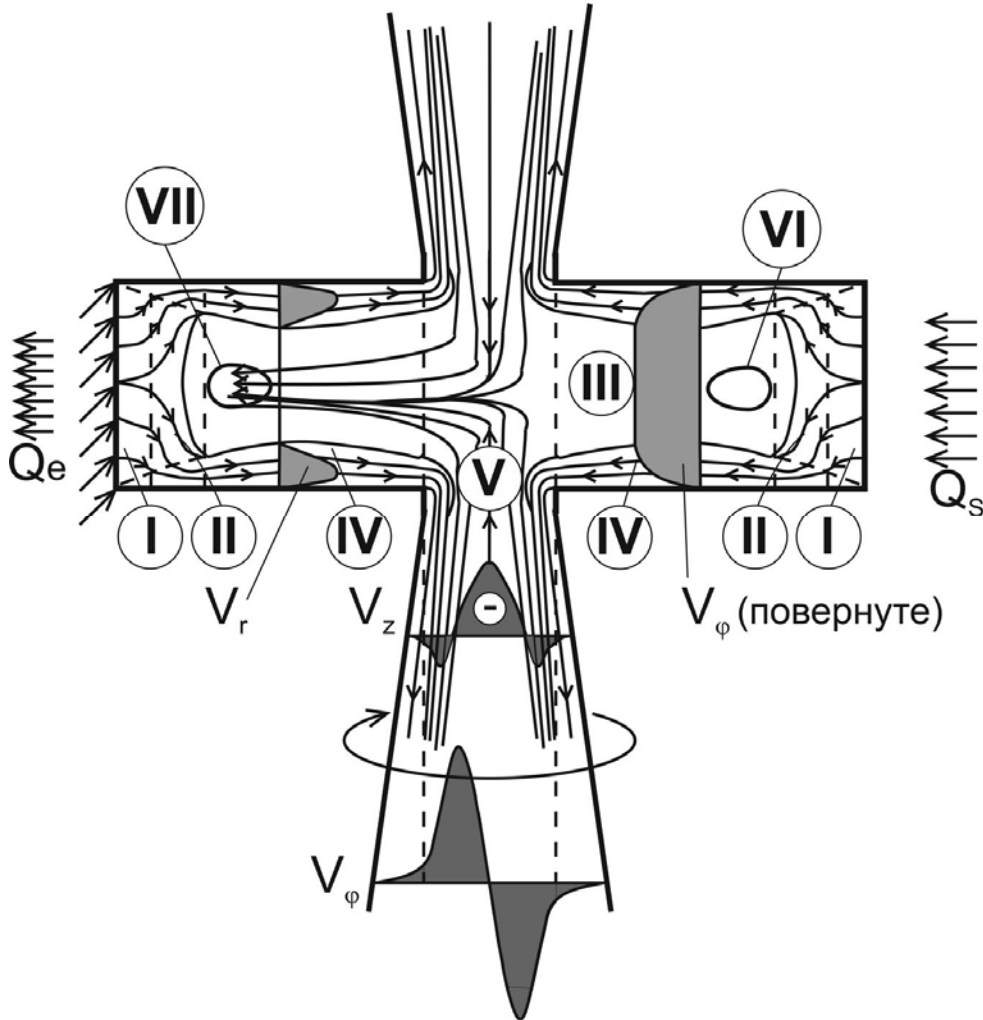


Рисунок 2.9 – Схема течії у ВКН

Для опису течії в зоні зміни окружної швидкості як у твердого тіла інтегрують безпосередньо рівняння Ейлера для сталої течії ідеальної нестисливої рідини й одержують закон розподілу тиску вздовж радіусу в цій області [205]:

$$\Delta \bar{p}_{II} = \left(1 - \frac{R^2}{r_x^2}\right) \left(\frac{R^2}{r_x^2} \cdot \frac{r^2}{R^2} - 2\right), \quad (2.3)$$

де r_x – радіус, на якому проходить границя між областями.

Використовуючи наведені розподіли тиску вздовж радіусу вихрової камери можна розрахувати значення витрат рідини, що всмоктується з навколиш-

нього простору усередину вихрової камери (Q_1) і, що викидається назовні по периферії вихідного отвору (Q_2), показані на рис. 2.10. Також на рис. 2.10 показаний розподіл тиску, отриманий за формулами (2.2) і (2.3). Визначаємо витрати із межею інтегрування радіусом, на якому статичний тиск дорівнює нулю (r_e):

$$Q_1 = \int_S V ds = 2\pi \int_0^{r_e} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} r dr.$$

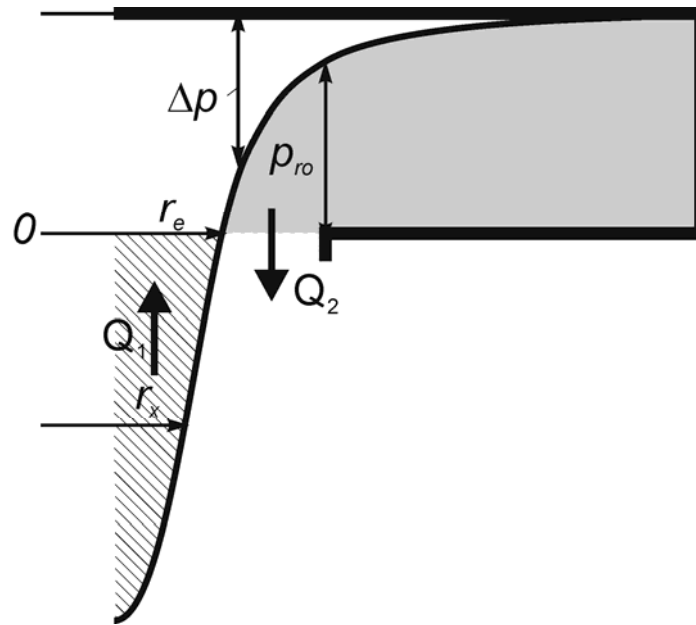


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема для визначення витрати рідини, що перекачується нагнітачем

Використовуючи експериментальні дані для закручених течій у вихрових камерах різних пристроїв, представлені в роботах [160, 196, 324] одержуємо залежності витрат від геометричних розмірів та кінематичних параметрів течії у вихровій камері [120]:

$$Q_1 = \frac{2}{3} \pi \omega r_x^3 \left[\left(2 - \left(\frac{r_x^2}{r_e^2} \right) \right)^{1,5} - \left(1 - \left(\frac{r_x^2}{r_e^2} \right) \right)^{1,5} \right]$$

$$Q_2 = \Gamma \left[\frac{r_0^2}{2} \sqrt{\frac{r_0^2}{r_e^2} - 1} - \frac{r_e}{2} \ln \left(\frac{r_0}{r_e} + \sqrt{\frac{r_0^2}{r_e^2} - 1} \right) \right],$$

де ω – кутова швидкість обертання рідини.

Використовуючи розкладання в ряд Тейлора при зміні характерних радіусів у діапазоні $\frac{r_0}{r_e} = 1,2 \dots 1,8$; $\frac{r_x}{r_e} = 0,3 \dots 0,7$ одержуємо сумарну витрату рідини, що надходить у вихрову камеру:

$$Q = Q_1 - Q_2 = 2\pi\omega r_x^3 \left[0,06 \frac{r_x}{r_e} - 0,72 \frac{r_0^2}{r_e r_x} + 0,53 \frac{r_e}{r_x} + 1,02 \frac{r_0}{r_x} - 0,48 \right].$$

Аналізуючи отриману залежність можна прийти до висновку, що для збільшення витрати всмоктуваної рідини необхідно збільшувати ступінь закручення рідини у вихровій камері, тобто збільшувати кутову швидкість обертання. Також витрата збільшується зі збільшенням радіусу сполучення двох зон, що говорить про те, що чим більше зона зміни окружної швидкості як у твердого тіла, тим більше витрата всмоктуваного середовища.

На рис. 2.11 показані залежності відносної витрати, всмоктуваної у вихрову камеру з навколишнього середовища при різному співвідношенні характерних радіусів. Витрата віднесена до витрати основного потоку, що подається у вихрову камеру Q_s .

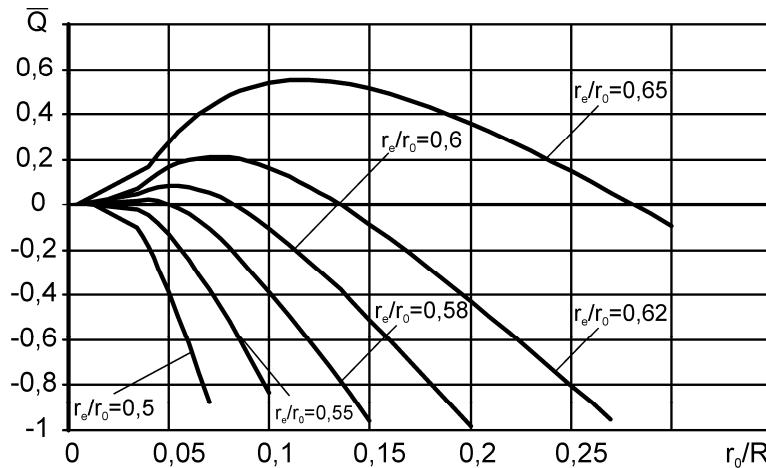


Рисунок 2.11 – Залежність витрати, всмоктуваного середовища у вихрову камеру від характерних радіусів

Для того, щоб витрата була позитивною, тобто середовище всмоктувалося, а не викидалася з вихрової камери, необхідно, щоб співвідношення r_0/r_e перевищувало 0,55 (рис. 2.11). Менші значення співвідношення r_0/r_e характеризують перший режим роботи вихорокамерного нагнітача, з викидом робочого середовища через дренажний канал, більші – другий режим роботи з усмоктуванням середовища, що перекачується через осьовий канал. Величина відносної витрати, характеризує асимптотичний досяжний коефіцієнт ежекції вихорокамерного нагнітача при заданих геометричних розмірах вихрової камери ($R = 25$ мм, $H = 10$ мм) і закрученні потоку. Максимальні значення відносної витрати можуть бути збільшені зі збільшенням закручення потоку в камері, що вимагає додаткових витрат енергії на закручення й, отже, до зменшення ККД нагнітача [125, 158, 199, 327]. Однак, енергетичні параметри нагнітача за допомогою такої спрощеної моделі одномірної вісесиметричної течії ідеальної рідини розрахувати правильно складно. Крім того, у цій моделі не враховується відбір рідини через тангенціальний канал виходу.

Як видно з рис. 2.11, високі значення витрати відповідають високим значенням співвідношення r_e/r_0 , що приводить до ситуації, коли значення радіуса r_e може стати більшим за r_0 , що виходить за обмеження моделі. Тому, для подальшого уточнення впливу геометричних параметрів вихрової камери на режими роботи вихрекамерних нагнітачів необхідне проведення більш точного числового експерименту шляхом рішення рівнянь Нав'є-Стоксу, осереднених за Рейнольдсом за допомогою відповідних програмних комплексів.

2.5. Зональне моделювання течії в'язкої рідини

При моделюванні закрученої течії у вихрових пристроях тривимірні моделі дозволяють вирішити задачу з максимальною точністю, але за рахунок досить великого часу на розрахунок однієї режимної точки. З іншої сторони моделі ідеальної рідини дозволяють за допомогою аналітичних формул швидко оцінити вплив того чи іншого режимного фактору на характеристики нагнітача або пристрою, що використовує особливості закручених течій у вихрових камерах при досить великій похибці. Тому зональне моделювання з однієї сторони дозволяє підвищити точність обчислень за рахунок складання більш складних моделей, які враховують більшу кількість гідродинамічних ефектів, у порівнянні з моделями ідеальної рідини. З другої сторони точність таких розрахунків теж є меншою ніж тривимірного моделювання, але внаслідок більшої обчислювальної простоти це дозволяє досить швидко описати поле гідродинамічних характеристик течії. Це дуже важливо при моделюванні поведінки твердих часток або газових пухирців у вихровій камері за підходом Лагранжа, тому що наявність інших фаз у тривимірному моделюванні значно збільшує час розрахунку. При зональному моделюванні можливо досить швидко оцінити вигляд траєкторій частинок інших фаз та зробити висновки щодо впливу різних факторів на перебування таких частинок у камері.

Більша точність розрахунку досягається за рахунок моделювання течії у примежових шарах на твердих стінках вихрової камери, на відміну від ідеальної течії. Загалом кажучи існує досить багато теоретичних підходів до моделювання взаємодії вихору з нерухомою поверхнею [54, 223, 331]. Однак в більшості з них не розглядається взаємодія примежового шару з ядром потоку.

Істотний вплив цієї взаємодії виявляється саме для коротких вихрових камер, які використовуються у вихрокамерних нагнітачах. Цей вплив значний внаслідок того, що примежові шари займають досить значну частину течії в камері [32].

Згідно з підходом Розенцвейга, Левеллена та Росса [173] течія у вихровій камері розкладалася на невязку зону, примежовий шар і центральне ядро. Подальший розвиток дослідження обмежених вихрів одержало в роботах Уормли [212] і Суховича [189]. Урахування взаємодії течії в примежових шарах та ядра потоку вирішено в роботі [117] для вісесиметричної течії нестисливої рідини в короткій циліндричній камері методом інтеграла кількості руху для тур-

булентного примежового шару та вирішувалося методом послідовних наближень [32, 173].

Основні допущення, що дозволяють спростити дослідження гідродинаміки вихрової камери були наступні: 1) течія у ядрі потоку вважається нев'язкою; 2) осьова складова швидкості w має менший порядок, ніж радіальна u й тангенціальна v складові; 3) примежові шари в радіальному й тангенціальному напрямках мають однакову товщину й починаються від циліндричної стінки, де їхня товщина дорівнює нулю; 4) тиск за осьовим напрямком є постійним $\left(\frac{\partial p}{\partial z} = 0\right)$; 5) всередині камери розглядається вісесиметрична, нестислива з постійною в'язкістю рідина [173].

Тому для рішення цієї задачі з зазначеними допущеннями складаємо рівняння Нав'є-Стокса й рівняння нерозривності [32]:

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{v^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{rz}) & u \frac{\partial v}{\partial r} + w \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{uv}{r} &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{\varphi z}); \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= 0; & \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} &= 0 \end{aligned}$$

У роботі [173] були отримані рішення для ламінарного примежового шару:

$$\begin{aligned} \bar{\Gamma} &= 1,0; \quad \bar{Q}' = 1,26 M_*^{0,5} \bar{x}^{0,75}; \quad \bar{\delta} = (50,25 M_1 \bar{Q}' / \Lambda_0)^{0,33}, \\ \bar{Q}' &= \frac{2 \int_0^{\delta} 2\pi r g(\eta) u_{\max} dz}{2\pi r_0 h u_0} = \frac{2Q'_\delta}{Q'_0}; \quad \bar{\Gamma} = \frac{v_\delta r}{v_0 r_0}; \quad \bar{\delta} = \frac{2\delta}{h}; \quad \bar{x} = 1 - \frac{r}{r_0}; \\ v &= h(\eta) v_\delta; \quad u = f(\eta) u_\delta + g(\eta) u_{\max} \quad \text{при } 0 < z \leq \delta; \\ v &= v_\delta \quad u = u_\delta \quad \text{при } \delta \leq z \leq \frac{h}{2}, \end{aligned}$$

де $f(\eta)u_\delta$ — складова профілю радіальної швидкості течії в ядрі потоку; $g(\eta)u_{\max}$ — складова профілю радіальної швидкості вторинної течії в примежових шарах; $h(\eta)v_\delta$ — профіль тангенціальної складової швидкості; $h(\eta)$; $f(\eta)$ і $g(\eta)$ — функції безрозмірної координати примежового шару ($\eta = z/\delta$), що задовольняють наступним умовам: $f(0) = g(0) = h(0) = 0$; $h(1) = f(1) = 1$; $g(1) = 0$; u_δ, v_δ — складові швидкості на границі примежового шару; $u_{\max}$ — максимальне значення радіальної складової швидкості в примежовому шарі.

Для опису швидкостей газу і рідини в примежових шарах на торцевих стінках виберемо профілі наведені в [173].

Область формування течії ($0 \leq \bar{x} \leq \bar{x}_1$):

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{d\bar{Q}'}{d\bar{x}} (a_1 - a_7 \bar{\delta}) + a_7 (1 - \bar{Q}') \frac{d\bar{\delta}}{d\bar{x}} = \frac{2r_0 \bar{r}^2}{hu_0 v_0} \cdot \frac{\tau_{\varphi z_0}}{\rho}; \\ & - \frac{d\bar{Q}'}{d\bar{x}} \left\{ \frac{2\bar{Q}'(a_2 - a_4 \bar{\delta}) + (1 - \bar{Q}') \bar{\delta} [2(a_4 - 1) + \bar{\delta} (1 - 2a_5 + a_6)]}{(1 - \bar{x}) \bar{\delta}} \right\} - \\ & - \frac{d\bar{\delta}}{d\bar{x}} \left[\frac{\bar{\delta}^2 (1 - \bar{Q}')^2 (a_5 - a_6) - a_2 \bar{Q}'^2}{(1 - \bar{x}) \bar{\delta}^2} \right] = \\ & = \frac{a_2 \bar{Q}'^2 + 2a_4 \bar{Q}' \bar{\delta} (1 - \bar{Q}') - a_3 \Lambda_0^2 \bar{\delta}^2 \bar{r}^2 - \bar{\delta}^2 (1 - a_5) (1 - \bar{Q}')^2}{(1 - \bar{x})^2 \bar{\delta}} + \frac{2r_0 \bar{r}}{hu_0^2} \cdot \frac{\tau_{rz_0}}{\rho}. \end{aligned} \right.$$

Область розвиненої течії ($\bar{x}_1 \leq \bar{x} \leq \bar{x}_{\text{вих}}$):

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{d\bar{\Gamma}}{d\bar{x}} = - \frac{1}{1 - a_1} \cdot \frac{2r_0 \bar{r}^2}{hu_0 v_0} \cdot \frac{\tau_{\varphi z_0}}{\rho}; \\ & \frac{d\bar{\delta}}{d\bar{x}} = \frac{\bar{\delta}}{(1 - \bar{x})} - \frac{a_3}{a_2} \frac{\Lambda_0^2 \bar{\delta}^3 \bar{r}^2}{(1 - \bar{x})} + \frac{2r_0 \bar{r} \bar{\delta} (1 - \bar{x})}{hu_0^2} \cdot \frac{\tau_{rz_0}}{\rho}. \end{aligned} \right.$$

Граничні умови для рівнянь:

$$\begin{aligned} \bar{Q}' = 0; \quad \bar{\delta} = 0; \quad \bar{\Gamma} = 1,0 \quad \text{при} \quad \bar{x} = 0; \quad \bar{\Gamma} = 1,0 \quad \text{при} \quad 0 < \bar{x} \leq \bar{x}_1; \\ \bar{Q}' = 1,0 \quad \text{при} \quad \bar{x}_1 < \bar{x} \leq \bar{x}_{\text{вих}}. \end{aligned}$$

Безрозмірні змінні:

$$\bar{\delta} = \frac{2\delta}{h}; \quad \bar{x} = 1 - \frac{r}{r_0}; \quad \bar{u}_\delta = -\frac{u_\delta}{u_0}; \quad \bar{Q}' = \frac{2Q'_\delta}{Q'_0}; \quad \bar{\Gamma} = \frac{v_\delta r}{v_0 r_0}; \quad \Lambda_0 = \frac{v_0}{u_0}.$$

Пристінні дотичні напруги:

$$\tau_{\varphi z_0} = f \rho v_\delta^2 \left(\frac{v}{v_\delta} \right)^{0,25} (1 + E^2)^{3/8}; \quad \tau_{rz_0} = E \tau_{\varphi z_0}.$$

Коефіцієнти рівнянь:

$$a_1 = \frac{\int_0^1 g(\eta) [1 - h(\eta)] d\eta}{\int_0^1 g(\eta) d\eta}; \quad a_2 = \frac{\int_0^1 g^2(\eta) d\eta}{\left(\int_0^1 g(\eta) d\eta\right)^2};$$

$$a_3 = \int_0^1 [1 - h^2(\eta)] d\eta; \quad a_4 = \frac{\int_0^1 f(\eta) g(\eta) d\eta}{\int_0^1 g(\eta) d\eta};$$

$$a_5 = \int_0^1 f^2(\eta) d\eta; \quad a_6 = \int_0^1 f(\eta) d\eta; \quad a_7 = \int_0^1 f(\eta) [1 - h(\eta)] d\eta.$$

Обрана математична модель дозволила розрахувати течію в примежових шарах та скласти модель руху твердих часток у вихровій камері ВКН, вирішення якої наведено у [125] та використане в даній роботі для розрахунку поведінки газових пухирців в нагнітачах.

2.6. Тривимірне моделювання течії в'язкої рідини

Використання попередніх підходів має зміст лише для визначення асимптотичних параметрів, та є досить грубим, із великими похибками, внаслідок відсутності урахування багатьох факторів.

Наявність осьових каналів виходу й входу на торцевих кришках вихрової камери змішання приводить до неможливості застосування моделей, заснованих на інтегральних співвідношеннях Кармана для примежового шару, внаслідок сильного закручення робочої рідини [83, 204, 223]. Використання моделей, заснованих на інтегральних і напівемпіричних співвідношеннях неможливо за тими ж причинами. Використання моделей для вісесиметричної течії також неможливо, через те, що геометричні параметри проточної частини вихорокамерного нагнітача не є вісесиметричними. Тому що ці нагнітачі відносяться до класу макропристроїв то потоки, що проходять через них, мають сильно розвинену турбулентну структуру [83, 153, 154, 157].

Внаслідок усього вище сказаного, для найбільш якісного математичного опису течії у вихровій камері насоса або нагнітача необхідно використати тривимірні рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом. Тому що робочі тиски й швидкості не досягають граничних значень, при яких необхідно враховувати стискальність робочого середовища, то можна обмежитися рівняннями для нестисливої рідини, які в декартовій системі координат приймуть вигляд [54, 80, 83, 125, 187, 191]:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial z}; \\
\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z}; \\
\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z},
\end{aligned} \quad (2.4)$$

де u , v і w – проекції осередненої складової вектора швидкості на осі координат x , y і z відповідно; u' , v' і w' – проекції пульсаційних складових вектора швидкості на осі координат; F_x , F_y і F_z – проекції вектора масових сил на осі координат; p – гідродинамічний тиск.

Для замикання математичної моделі до рівнянь руху необхідно додати рівняння нерозривності для нестисливої рідини: $\text{div} \bar{V} = 0$, або в проекціях на осі координат:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (2.5)$$

У рівняннях руху члени виду: $\tau_{ij} = \rho \overline{V'_i V'_j}$ є напругами Рейнольдса, а вся їхня сукупність – тензором «рейнольдсових» напруг.

Для інтегрування наведених диференціальних рівнянь (2.4), (2.5) необхідно використання емпіричних моделей турбулентності, що ґрунтуються на понятті турбулентної в'язкості, що зв'язують напруги Рейнольдса з параметрами осередненого потоку [38, 80, 98, 216, 256, 284].

Рівняння руху математичної моделі з використанням ефективної в'язкості [54, 80]:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((v + v_m) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \\
&\quad + \frac{\partial}{\partial y} \left((v + v_m) \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left((v + v_m) \frac{\partial u}{\partial z} \right); \\
\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((v + v_m) \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \\
&\quad + \frac{\partial}{\partial y} \left((v + v_m) \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left((v + v_m) \frac{\partial v}{\partial z} \right); \\
\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left((v + v_m) \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \\
&\quad + \frac{\partial}{\partial y} \left((v + v_m) \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left((v + v_m) \frac{\partial w}{\partial z} \right)
\end{aligned} \quad (2.6)$$

де v_m – турбулентна кінематична в'язкість.

Ґрунтуючись на тому, що моделі турбулентності типу « $k - \omega$ » мають перевагу при моделюванні примезових течій, оптимальним вибором буде модифікована двошарова « $k - \omega$ » модель турбулентності переносу зсувних напруг Ментера. Яка дає задовільні результати для розрахунків обмежених стінками потоків [38, 289, 290], оскільки немає негативних рис властивих моделі Саффмена-Вілкокса (стандартна « $k - \omega$ » модель) і сімейству « $k - \varepsilon$ » моделей.

Для моделей такого типу функціональний зв'язок між турбулентною в'язкістю й осередненими характеристиками турбулентності визначається співвідношенням [290]:

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}, \quad (2.7)$$

де $a_1 = 0,31$ – емпіричний коефіцієнт; k – кінетична енергія турбулентності; ω – питома (в одиниці об'єму) швидкість дисипації; Ω – абсолютна величина завихореності; F_2 – змішувальна функція:

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right],$$

де y – відстань від стінки; β^* – константа, яка дорівнює 0,075.

У свою чергу кінетична енергія турбулентності рівна [98, 103, 289]:

$$k = \frac{1}{2} (u'u' + v'v' + w'w'), \quad (2.8)$$

Зміна в часі й просторі кінетичної енергії турбулентності й питомої швидкості її дисипації описуються рівняннями переносу характеристик турбулентності [38, 297]:

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial t} + V_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{k1} v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + V_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \Omega^2 - \beta \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega1} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{cases}$$

де V_j – компоненти швидкості; $P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right)$ – генеративний турбулентний член;

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right]^4 \right\} - \text{емпірична функція};$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) - \text{позитивна частина перехресних дифузій-них членів [290].}$$

Математичне моделювання проводилося при таких значеннях констант моделі: $\sigma_{k1} = 0,85$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$; $\alpha_1 = 5/9$; $\alpha_2 = 0,44$; $\beta_1 = 3/40$; $\beta_2 = 0,0828$, обумовлених рівнянням $\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1)$ [289].

До переваг обраної моделі турбулентності необхідно віднести врахування впливу структури турбулентності з боку шарів рідини, розташованих вище за течією, а також нечутливістю до граничних умов у зовнішньому потоці.

Для простоти завдання й програмної реалізації застосовано універсальні «жорсткі» граничні умови, що дозволяють розрахувати поле течії.

На твердих стінках приймається рівність нулю швидкості, внаслідок прилипання рідини до стінок:

$$\overline{V}|_b = 0.$$

У вхідному перетині каналу живлення задаються значення тиску гальмування:

$$p|_b = p_s.$$

У вихідних перетинах вихідних каналів рівність нулю статичного тиску:

$$p|_b = 0.$$

З літератури відомо [83, 98, 114, 155, 163, 191, 192], що у вихідному перетині дренажного каналу вихорокамерного нагнітача, при наявності закручення потоку статичний тиск не дорівнює тиску навколишнього середовища, а також змінюється за радіусом. Таким чином, використання «жорстких» граничних умов при моделюванні течії не можливо. Тому, був здійснений підхід для універсалізації прийнятих «жорстких» граничних умов у розрахунках вихорокамерних нагнітачів за рахунок того, що розрахункова область у зоні виходу змінювалася таким чином, що на новій границі статичний тиск мало змінювався за радіусом й навіть у випадку закрученої течії, його практично можна було вважати постійним [83, 205].

Для характеристик турбулентності на твердій поверхні прийняті такі граничні умови. Рівність нулю потоку кінетичної енергії турбулентності: $Fk = 0$.

Питома швидкість дисипації енергії турбулентності на твердій стінці розраховувалася за залежністю [289]:

$$\omega = 10 \frac{6\nu}{\beta_1 (\Delta y)^2},$$

де Δy – примежовий крок.

У вхідному перетині проточної частини насосу питома швидкість дисипації розраховували за залежністю:

$$\omega_\infty = (1 \rightarrow 10) \frac{V}{L_\infty},$$

де L_∞ – орієнтовна довжина розрахункової області.

У вхідному перетині кінетична енергія турбулентності розраховували на основі вихрової в'язкості:

$$k_\infty = \nu_{t_\infty} \omega_\infty,$$

де $\nu_{t_\infty} = 10^{-(2 \rightarrow 5)} \nu$ – вихрова в'язкість у вхідному перетині.

При моделюванні руху твердої частки або пухирця в ВКН був використаний метод накладення руху ізольованої твердої частки на розрахований рух рідини. Впливом твердих часток на параметри руху рідини можна зневажити, внаслідок невеликих концентрацій часток у потоці.

У задачах транспортування потоків рідин, газів і сипучих середовищ за допомогою струминної макротехніки робочі тиски й швидкості такі, що з достатньою точністю течії в них можна вважати нестисливими [10, 20, 72, 79]. Для кращого рішення малих деталей геометрії розрахункової області й в області високих градієнтів параметрів розрахункових змінних використана адаптивна локально здрібнена сітка.

Апроксимація розрахункової змінної виконана як схема реконструкції, що має підвищений порядок точності [98, 103].

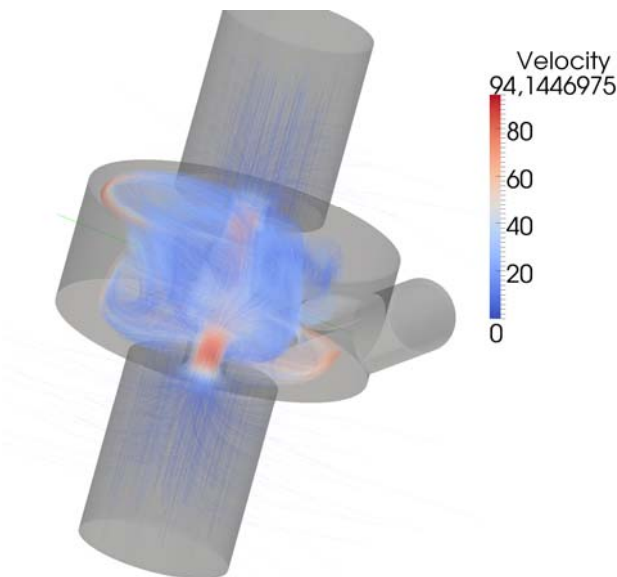


Рисунок 2.12 – Розрахункові лінії току в вихорокамерному нагнітачі

На рис. 2.12 видно, що в областях усмоктування переміщуваного матеріалу й в області вторинної течії в дренажному каналі утворюються зони розрідження.

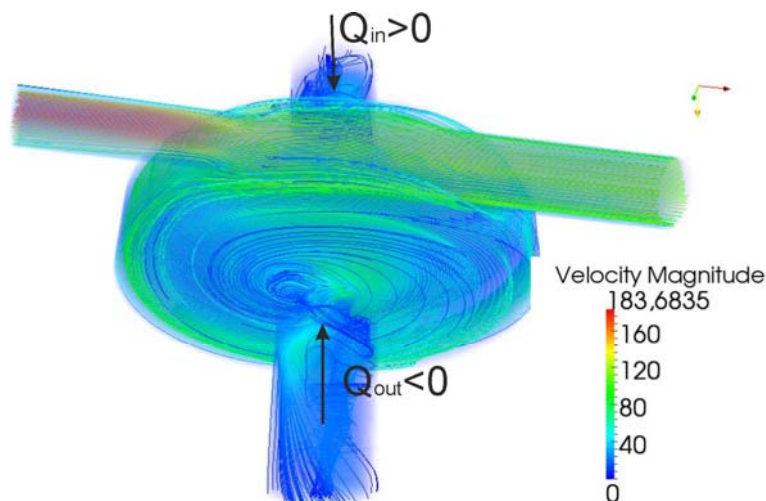


Рисунок 2.13 – Результати розрахунку ліній току газу в вихорокамерному нагнітачі

Однак, якісного порівняння недостатньо для підтвердження адекватності математичної моделі. Для кількісної оцінки було зроблене зіставлення розрахункового розподілу тиску уздовж радіуса вихрової камери з експериментальними даними.

Попередній розрахунок течії у ВКН, що відповідає одній точці робочої характеристики, на запропонованій математичній моделі, займає тривалий проміжок часу, що становить приблизно 7 годин при використанні персонального комп'ютера середньої потужності (CPU 5200 MHz, RAM 8192 Mb), що говорить про складності процесів, описуваних нею й необхідності використання потужної комп'ютерної техніки для розрахунку течії.

На рис. 2.13 побудовані лінії току, при розрахунках течії газу у вихорокамерних нагнітачах. Математичне моделювання проводилося в програмному комплексі з відкритим кодом OpenFOAM (OpenCFD Ltd) [271, 272, 297].

На рис. 2.13 видно, що як при перекачуванні газових середовищ, так і рідини, формується зона вакууму біля осі, та зона підвищеного тиску на периферії вихрової камери. Результати, показані на рис. 2.12, 2.13, добре погодяться з даними експериментальних і теоретичних досліджень вихрових камер і підсилювачів [44, 84, 97, 132, 135, 158, 277], що говорить про якісно правильний опис робочих процесів, що відбуваються у вихорокамерних нагнітачах.

2.7. Числова реалізація математичної моделі

2.7.1. Метод кінцевих об'ємів. Для рішення поставленої задачі доцільно скористатися існуючими методами обчислювальної гідродинаміки, а саме методом кінцевих об'ємів (FVM) [75, 136, 264]. Суть метода складається з наступного: обирається деяка замкнута область течії рідини, для якої виробляється пошук полів макроскопічних величин (наприклад, швидкості, тиску), що опи-

сують стан середовища в часі й задовольняючих певним законам, сформульованим математично. Найбільш використовуваними є закони збереження в ейлерових змінних: для будь-якої величини ϕ , у кожній точці $O(x, y, z, t)$ простору, оточеного деяким замкнутим кінцевим об'ємом, у момент часу t існує наступна залежність: загальна кількість величини ϕ в об'ємі може змінюватися за рахунок наступних факторів [75]:

- транспорт кількості цієї величини через поверхню, що обмежує контрольний об'єм – потік;
- генерація (знищення) деякої кількості величини ϕ усередині контрольного об'єму – джерело (стік).

Під контрольним об'ємом розуміється деякий замкнутий елементарний об'єм dW , обмежений поверхнею dS .

У свою чергу, потік величини ϕ через границю dS може бути розбитий на дві складові [4]:

- конвекційна – рух разом із середовищем;
- дифузійна – обумовлена хаотичним рухом у середовищі (наприклад, турбулентним).

Математично це може бути представлено в такий спосіб:

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \phi}{\partial t}}_{\text{похідна за часом}} + \underbrace{\bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{V} \phi)}_{\text{конвекційний член}} - \underbrace{\bar{\nabla} \cdot (\Gamma_{\phi} \bar{\nabla} \phi)}_{\text{дифузійний член}} = \underbrace{S_{\phi}(\phi)}_{\text{джерело}} \quad (2.9)$$

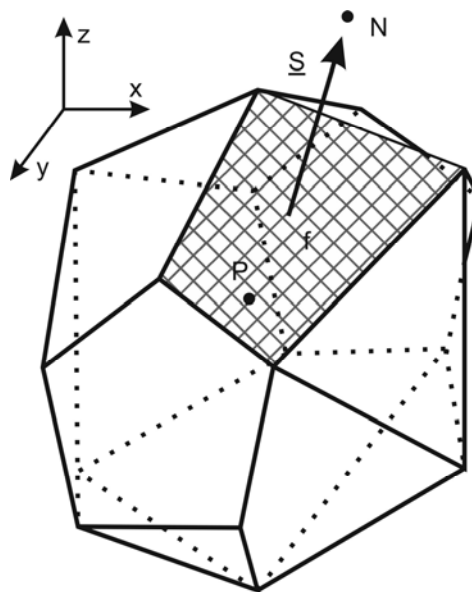


Рисунок 2.14 – Довільний контрольний об'єм розрахункової сітки: P – центр об'єму, f – нормаль грані, N – центр сусіднього об'єму, S – площа грані, помножена на f

Оскільки одержати точне рішення рівнянь гідромеханіки не завжди можливо (аналітичне рішення – це скоріше виключення із правил), то використається процедура дискретизації. Метою дискретизації є трансформація системи

диференціальних рівнянь у частинних похідних у відповідну систему алгебраїчних рівнянь. Результатом рішення алгебраїчної системи є множина значень, що відповідають точному рішенню системи в деяких, наперед заданих, точках у просторі й часі. Згідно [136] процес дискретизації можна розділити на два етапи: дискретизація розрахункової області та дискретизація рівнянь.

У результаті дискретизації розрахункової області виходить числовий опис простору, що моделюється – розрахункова сітка. Розрахункова сітка містить у собі точки, в яких виробляється пошук рішення та опис границь. У випадку нестационарних задач, часова вісь також розбивається на кінцеве число інтервалів. Як уже було сказано вище, дискретизація рівнянь – це перетворення членів вихідних (основних) рівнянь в алгебраїчні вираження.

Основними методами дискретизації рівнянь є [75]:

- метод кінцевих різниць – пряме розкладання похідних, що входять в основні рівняння, у ряд Тейлора із заданою точністю;
- метод кінцевих об'ємів – розкладання основного рівняння на складові, що впливають на сумарний баланс деякої величини;
- метод кінцевих елементів – рішення представляється у вигляді зваженої суми функцій форми $S_a(x)$, що підставляються в основні рівняння та потім виробляється пошук ваг u_a , таких, що: $u(x) = \sum u_a S_a(x)$, де $u(x)$ – деяка шукана функція.

Як відзначається в [136] для задач механіки рідин найбільш популярним є метод кінцевих об'ємів, за наступних причин:

- забезпечує строге дотримання законів збереження;
- основні поняття методу прямо відповідають фізичним величинам (таким, як масова витрата, потік, і т.д.).

У зв'язку з вищевикладеним, для рішення поставлених задач був обраний метод кінцевих об'ємів, що накладає наступні умови на дискретизацію розрахункової області [75, 298]:

- розрахункова область розбивається на кінцеве число контрольних об'ємів, геометричні характеристики кожного з яких, загалом кажучи, можуть бути довільними (рис. 2.14);
- контрольні об'єми не перекривають один одного (не перетинаються) і повністю заповнюють розрахункову область;
- всі шукані змінні (наприклад, поля тиску, швидкості), обчислюються в тій самій множині точок – у центрах контрольних об'ємів (так називана, локалізована розрахункова сітка);
- пошук рішення виробляється в декартових координатах;
- грані всіх контрольних об'ємів можна розділити на два класи:
 - внутрішні – грані, що перебувають між двома (і тільки двома) об'ємами;
 - зовнішні – грані, що визначають границю розрахункової області.

Незважаючи на те, що не накладено обмежень на форму осередку (контрольного об'єму), набір найбільш використовуваних форм обмежень: в основному, як осередки використовуються гексаедри, тетраедри та призми. Крім того, є

окремих тип осередку – багатогранник (рис. 2.14) – для нього число сторін не обмежено. На хід рішення задач обчислювальної гідродинаміки, поза залежністю від точності дискретизації основних рівнянь й алгоритмів рішення алгебраїчних рівнянь, сильний вплив роблять геометричні характеристики розрахункової сітки, у тому числі форма контрольних об'ємів [75, 297]. В [75, 297, 298] указується, що найкращими є осередки-гексаедри і багатогранники (наприклад, рис. 2.14). Для сіток з осередками зазначеного типу погрішність набагато менше, ніж для тетраедральних сіток, а швидкість збіжності набагато вище [170].

Найбільш часто використовуються тетраедральні осередки – тому що з їх допомогою можна розбити об'єм будь-якої конфігурації та існує значний досвід розробки алгоритмів автоматичної генерації сіток такого типу, проте, у них є істотний недолік – кількість елементів, необхідних для моделювання із прийнятною точністю в десятки разів перевищує кількість елементів для сіток з, наприклад, гексаедральними осередками, крім того, істотно знижується швидкість збіжності, що в загальному випадку, приводить до серйозного зниження продуктивності [75, 109].

Зазначених недоліків позбавлені гексаедральні сітки, хоча процес побудови розрахункової області істотно ускладнюється. Слід зазначити, що найбільш перспективними є багатогранники – вони дозволяють розбивати будь-яку геометрію й при цьому мають високу продуктивність. Наприклад, в основі коду OpenFOAM лежить бібліотека, що визначає основні операції для осередку будь-якої форми й не накладає обмежень на кількість сторін та граней. Однак, алгоритми автоматичної побудови розрахункових сіток такого типу дотепер перебувають у стадії розробки й академічного використання, а значить і список програмних засобів, що надають можливості генерації сіток такого зразка істотно обмежений [297].

Крім дискретизації розрахункової області необхідно також розглянути загальну методику дискретизації основних рівнянь. Тому що при побудові диференціального рівняння будь-якої величини (кількість речовини, кількість руху або будь-яка інша величина) використовується єдина форма, то розглянемо процес дискретизації методом кінцевих об'ємів на прикладі деякої величини ϕ (2.9) [103, 297] в інтегральному виді:

$$\int_t^{t+\Delta t} \left[\int_{W_p} \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dW + \int_{W_p} \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{V} \phi) dW - \int_{W_p} \bar{\nabla} \cdot (\Gamma_\phi \bar{\nabla} \phi) dW \right] = \int_t^{t+\Delta t} \left[\int_{W_p} S_\phi(\phi) dW \right]. \quad (2.10)$$

Всі інші рівняння збереження аналогічні (2.9), яке є рівнянням другого порядку (через дифузійний член) і, отже, дискретизація даного рівняння також повинна мати другий порядок. Відповідно до теореми Гауса,

$$\int_{W_p} \bar{\nabla} * \phi dW = \int_S \bar{dS} * \phi, \quad (2.11)$$

де * – будь-який тензорний добуток (наприклад, скалярний або векторний). Отже, члени рівняння (2.9) дискретизуються в такий спосіб: конвекційний член

$$\int_{W_p} \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{V} \phi) dW = \sum_f F \phi_f, \quad (2.12)$$

де

$$F = (\bar{S}) \cdot (\rho \cdot \bar{V})_f; \quad (2.13)$$

дифузійний член

$$\int_{W_p} \bar{\nabla} \cdot (\Gamma_\phi \bar{\nabla} \phi) dW = \sum_f \Gamma_f \bar{S}_f \cdot (\bar{\nabla} \phi)_f, \quad (2.14)$$

джерело

$$\int_{W_p} S_\phi(\phi) dW = SuW_p + SpW_p \phi_p. \quad (2.15)$$

Похідна за часом: 1-й порядок точності

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{W_p} \rho \phi dW = \frac{(\rho_p \phi_p W)^n - (\rho_p \phi_p W)^0}{\Delta t}. \quad (2.16)$$

Похідна за часом (2-й порядок точності):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{W_p} \rho \phi dW = \frac{3(\rho_p \phi_p W)^n - 4(\rho_p \phi_p W)^0 + (\rho_p \phi_p W)^{00}}{2\Delta t}. \quad (2.17)$$

Таким чином, у стаціонарному випадку дискретизація рівняння (2.10) приймає вид [75]:

$$\sum_f F \phi_f - \sum_f \Gamma(S_f) \cdot (\nabla \phi)_f = SuW_p + SpW_p \phi_p. \quad (2.18)$$

2.7.2. Одержання дискретних аналогів рівнянь Нав'є-Стокса. Розглянемо одновірну стаціонарну задачу транспорту деякої скалярної величини ϕ (рівняння (2.10)). У цьому випадку (2.10) перетвориться до виду [75, 290]:

$$\frac{d}{dx}(\rho u A \phi) - \frac{d}{dx} \left(\Gamma A \frac{d}{dx} \phi \right) = S, \quad (2.19)$$

де u – швидкість; A – площа перетину контрольного об'єму в напрямку x (для одновірного випадку $A=1$), Γ – коефіцієнт дифузії.

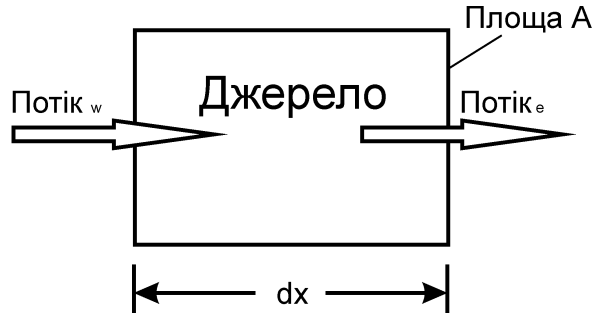


Рисунок 2.15 – Баланс величини ϕ в одномірному контрольному об'ємі

Конвекційний член дискретизується в такий спосіб (згідно з рівнянням 2.12) [170]:

$$\frac{d}{dx}(\phi) = C_e \phi_e - C_w \phi_w, \quad (2.20)$$

Де $C_e = (\rho u A)_e$ – вихідний потік, $C_w = (\rho u A)_w$ – вхідний потік.

Дифузійний член дискретизується в такий спосіб (згідно з рівнянням 2.14):

$$-\frac{d}{dx} \Gamma \frac{d}{dx} \phi = -[D_e (\phi_e - \phi_p) - D_w (\phi_p - \phi_w)], \quad (2.21)$$

де $D_e = \left(\frac{\Gamma A}{\Delta x} \right)_e$ та $D_w = \left(\frac{\Gamma A}{\Delta x} \right)_w$ – дифузійні коефіцієнти переносу.

Джерело розбивається на дві складові: незалежну від рішення (від значення ϕ) і залежну (2.15):

$$S = SuW_p + SpW_p \phi_p = b_p + s_p \phi_p. \quad (2.22)$$

Таким чином, підставляючи значення з рівнянь (2.20-2.22) одержуємо дискретний аналог рівняння (2.10):

$$C_e \phi_e - C_w \phi_w - [D_e (\phi_e - \phi_p) - D_w (\phi_p - \phi_w)] = b_p + s_p \phi_p. \quad (2.23)$$

Збираючи члени при ϕ_p , ϕ_e , ϕ_w , одержуємо:

$$\phi_p (D_e + D_w - s_p) - \phi_e D_e - \phi_w D_w + (C_e \phi_e - C_w \phi_w) = b_p. \quad (2.24)$$

Рівняння (2.24) представляється у вигляді:

$$a_p \phi_p - \sum_F a_F \phi_F = b_p; \quad F = \{E, W\} \quad (2.25)$$

При цьому в рівнянні (2.25) залишаються члени ϕ_e та ϕ_w , що відповідають значенням ϕ на границях контрольного об'єму (у тривимірному випадку – у центрах граней контрольного об'єму) і, залежно від методу інтерполяції між осередками поля ϕ рівняння (2.24) члени a рівняння (2.24) будуть приймати наступні значення [75]:

- для методу центральних різниць:

$$\phi_f = \frac{1}{2}(\phi_p + \phi_F); \quad f = \{e, w\}; \quad F = \{E, W\}$$

$$a_E = D_e - \frac{1}{2}C_e;$$

$$a_W = D_w - \frac{1}{2}C_w;$$

$$a_P = a_E + a_W - s_p + (C_e - C_w).$$

- Для методу upwind (протипотоковий):

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P, & \text{if } u > 0; \\ \phi_E, & \text{if } u < 0. \end{cases} \quad \phi_w = \begin{cases} \phi_W, & \text{if } u > 0; \\ \phi_P, & \text{if } u < 0. \end{cases}$$

$$a_E = D_e + \max\{0, -C_e\};$$

$$a_W = D_w + \max\{0, C_w\};$$

$$a_P = a_E + a_W - s_p.$$

Існують й інші методи числового диференціювання та інтерполяції змінної у точках, розташованих на границях контрольного об'єму, але тут представлені два основних підходи: метод центральних різниць (другий порядок точності) і метод upwind (перший порядок точності). Загалом кажучи, метод центральних різниць є кращим. Проте, це твердження вірно тільки у випадку, коли вирішується „чисто“ дифузійна задача, і число $Pe = \frac{C}{D} = \frac{\rho u \Delta x}{\Gamma} < 1$, у тих же випадках, коли домінує конвективний член (у більшості задач) і важливого значення набуває спрямованість процесу, методи типу upwind є кращими, оскільки дозволяють урахувати цю особливість конвекції й забезпечують більш високий темп збіжності рішення (при цьому точність знижується) [75].

Таким чином, при дискретизації рівнянь виникає необхідність приходити до компромісу між точністю рішення, стійкістю та збіжністю.

Очевидно, що при переході до тривимірного випадку, вид рівняння (2.25) не зміниться, а коефіцієнти a_p та a_F (де $F = \{E, W, S, N, T, B\}$) будуть приймати наступні значення (при використанні upwind-методу дискретизації конвекційного члена [4]):

$$\begin{aligned} a_E &= D_e + \max(0, -C_e); & a_W &= D_w + \max(0, C_w); \\ a_S &= D_s + \max(0, -C_s); & a_N &= D_n + \max(0, C_n); \\ a_T &= D_t + \max(0, -C_t); & a_B &= D_b + \max(0, C_b); \\ a_p &= a_E + a_W + a_S + a_N + a_T + a_B - s_p. \end{aligned}$$

Для поліпшення збіжності використовується метод релаксації: суть методу полягає в тому, щоб згладити різкі зміни між значеннями шуканої величини на даному кроці та значеннями, отриманими на попередньому кроці [75]. Таким чином, можлива явна релаксація:

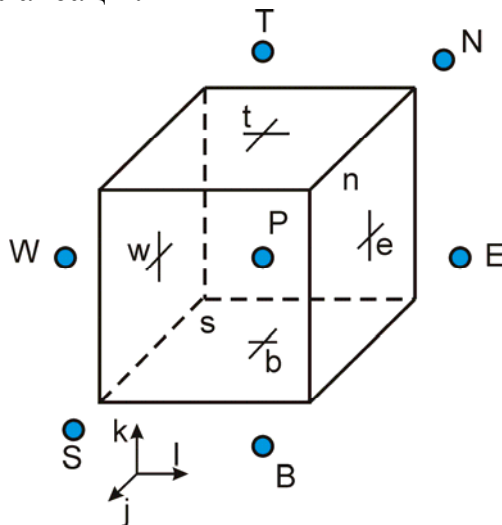


Рисунок 2.16 – Перехід від одномірного до тривимірного випадку

$$\phi^{new} = \alpha_{\phi} \phi^{new} + (1 - \alpha) \phi^{old} \quad (2.26)$$

і неявна (виробляється релаксація коефіцієнтів рівняння (2.25)):

$$\begin{aligned} a_F &= \alpha_\phi a_F; \\ b_p &= \alpha_\phi b_p + (1 - \alpha_\phi) a_p \phi_P^{old}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Можна сказати, що будь-яке рівняння збереження може бути дискретизоване єдиним способом і наведено до виду (2.25). Проте, при рішенні рівнянь Нав'є-Стокса варто приділити увагу наступним аспектам: нелінійність рівняння збереження імпульсу (конвективний член) і зв'язок між полями швидкості й тиску. Проблема першого аспекту полягає в тому, що член $\bar{\nabla} \cdot (\bar{V}\bar{V})$ можна інтерпретувати як такий, що „транспорт складового вектора швидкості здійснюється за допомогою поля швидкості“ і дискретне рівняння збереження кількості руху буде квадратичним. У цьому випадку конвективний член лінеаризується. Друга проблема пов'язана з тим, що в систему рівнянь Нав'є-Стокса входять як тиск,

так і швидкість а отже, виникає питання в одержанні окремих рівнянь для полів швидкості й тиску, що задовольняють рівнянню нерозривності [4, 38, 98, 103].

Для спрощення розглянемо систему рівнянь для нестисливої ньютонівської рідини. Метод, описаний далі, поширюється й на стисливі рідини.

$$\bar{\nabla} \cdot (\bar{V}) = 0, \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\bar{V} \bar{V}) - \bar{\nabla} \cdot (\nu \bar{\nabla} \bar{V}) = -\bar{\nabla} p. \quad (2.29)$$

Згідно [75, 298] рівняння (2.27) може бути представлено у вигляді:

$$a_p \bar{V}_p = \bar{H}(\bar{V}) - \bar{\nabla} p. \quad (2.30)$$

Порівнюючи (2.30) з (2.25) одержуємо, що оператор $\bar{H}(\bar{V})$ містить у собі член $\sum_F a_F \bar{V}_F$ рівняння (2.25), і всі джерела, за винятком градієнта тиску.

Для того, щоб одержати значення тисків у центрах осередків, поділимо (2.30) на a_p (далі – $\tilde{A}$):

$$\bar{V}_p = \frac{\bar{H}(\bar{V})}{\tilde{A}} - \frac{1}{\tilde{A}} \bar{\nabla} p \quad (2.32)$$

при інтерполяції величин $\bar{V}$ і p на границях осередків рівняння (2.32) здобуває виду:

$$\bar{V}_f = \left(\frac{\bar{H}(\bar{V})}{\tilde{A}} \right)_f - \left(\frac{1}{\tilde{A}} \bar{\nabla} p \right)_f \quad (2.33)$$

Підставимо (2.32) в (2.18):

$$\bar{\nabla} \cdot (\bar{V}_f) = \bar{\nabla} \cdot \left(\frac{\bar{H}(\bar{V})}{\tilde{A}} \right)_f - \bar{\nabla} \cdot \left(\frac{1}{\tilde{A}} \bar{\nabla} p \right)_f = 0 \quad (2.34)$$

Одержуємо, що

$$\bar{\nabla} \cdot \left(\frac{\bar{H}(\bar{V})}{\tilde{A}} \right)_f = \bar{\nabla} \cdot \left(\frac{1}{\tilde{A}} \bar{\nabla} p \right)_f \quad (2.35)$$

Рішення рівняння (2.34) забезпечує виконання закону збереження маси (2.28). Зробивши стандартну процедуру дискретизації рівнянь, одержуємо дискретний аналог системи Нав'є-Стокса [75]:

$$\begin{aligned}\tilde{A}\bar{V}_p &= \bar{H}(\bar{V}) - \sum_f S(p)_f; \\ \sum_f S\left[\left(\frac{1}{\tilde{A}}\right)(\bar{\nabla}p)_f\right] &= \sum_f S\left(\frac{\bar{H}(\bar{V})}{\tilde{A}}\right)_f.\end{aligned}\tag{2.36}$$

Система рівнянь (2.36) може бути вирішена одночасно або ітераційно. Перший підхід можливий коли кількість розрахункових точок не велика. Однак, у міру збільшення числа точок, витрати на рішення системи рівнянь невідправдано зростають. Тому, у реальних програмах використовуються ітеративні методи, в основному – це SIMPLE (Semi-Implicit for Pressure-Linked Equations) для стаціонарних задач та PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) для нестаціонарних. Суть всіх методів полягає в тому, що спочатку вирішують рівняння збереження імпульсу, користуючись старими значеннями тиску, вирішують рівняння для тиску та потім роблять корекцію поля швидкості відповідно до нових значень поля тиску [83, 89].

2.7.3. Критерії відбору програмних засобів, використаних при рішенні поставленої задачі. До програмних засобів, відібраних для рішення поставленої задачі був пред'явлений ряд вимог, пов'язаних з можливістю коректування вже закладених моделей (ступінь відкритості вихідного коду) та їх розмаїтістю, простотою використання й рівнем документуваності програмних засобів. Також, частина вимог пред'являлася виходячи із сучасних можливостей обчислювальної гідродинаміки, як то: підтримка різних типів розрахункових сіток (включаючи змішані сітки), розміри розрахункових сіток (максимальна кількість осередків), розмежування процесів дискретизації й рішення систем рівнянь, і, нарешті, уніфікованість використання моделей (рис. 2.17). Під останньою вимогою розуміється можливість багаторазового використання окремої моделі з різними наборами вихідних даних [75].

Важливим наслідком з вищесказаного є те, що розрахунковий код повинен дозволити користувачеві робити незалежне настроювання методів дискретизації, корекції та інтерполяції окремих членів основних рівнянь, при цьому настроювання й вибір алгоритмів рішення отриманих після дискретизації алгебраїчних рівнянь повинні виконуватися окремо.

Ступінь відкритості вихідного коду багато в чому визначається типом ліцензії програмного засобу. У даній роботі це було визначальним фактором: у підсумку були обрані тільки програми, що публікуються по ліцензії GPL версії 2 [297] Фонду Вільного Програмного Забезпечення (FSF) – даний тип ліцензії захищає авторські права авторів, але при цьому не обмежує кінцевих користувачів або (і) розроблювачів у використанні програмного продукту. Вихідний код і вся документація до обраних програм доступні також по ліцензії GPL, що дозволяє вносити в них необхідні зміни (коректування математичних моделей) без втрати ліцензії, а значить і прав на використання (у тому числі, комерційне).

У результаті, були обрані наступні програми (рис. 2.17):

- для підготовки розрахункової області – CalculiX GraphiX;

- для моделювання – OpenFOAM.

На основі висунутих вимог (можливість коректування основних рівнянь, тип ліцензії, модульність методів дискретизації основних рівнянь й універсальність розрахункової сітки) був обраний код OpenFOAM. Код OpenFOAM, розроблений у Великобританії в компанії OpenCFD, Limited, і використовується багатьма промисловими підприємствами більше 12 років. Свою назву й ідеологію побудови код бере від попередника FOAM (Field Operation And Manipulation), що є закритим і продовжує розвиватися паралельно з OpenFOAM. Спочатку, програма призначалася для розрахунків на міцність та у результаті багаторічного академічного й промислового розвитку на сьогоднішній момент дозволяє вирішувати наступні задачі [297, 298]:

- розрахунки на міцність;
- гідродинаміка ньютонівських і неньютонівських в'язких рідин як у нестисливому, так і стисливому наближенні з урахуванням конвективного теплообміну й дією сил гравітації. Для моделювання турбулентних течій можливе використання RANS-моделей, LES й DNS методів. Можливе рішення дозвукових, навіколозвукових і надзвукових задач;
- задачі теплопровідності у твердому тілі;
- багатофазні задачі, у тому числі з описом хімічних реакцій компонент потоку;
- задачі, пов'язані з деформацією розрахункової сітки;
- сполучені задачі;
- деякі інші задачі, при математичній постановці яких потрібне рішення диференціальних рівнянь у частинних похідних в умовах складної геометрії середовища;
- розпаралелювання розрахунку як у кластерних, так і багатопроцесорних системах.

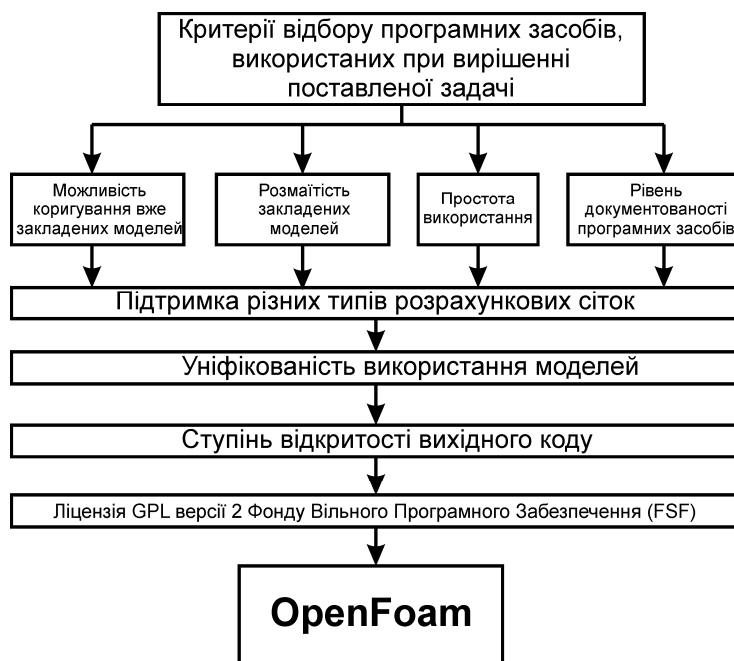


Рисунок 2.17 – Критерії відбору програмних засобів, використаних при вирішенні поставленої задачі

В основі коду лежить набір бібліотек, що надають інструменти для рішення систем диференціальних рівнянь у частинних похідних як у просторі, так і в часі. Робочою мовою коду є об'єктно-орієнтована мова програмування C++. У термінах даної мови більшість математичних диференціальних і тензорних операторів у програмному коді (до трансляції у файл, що виконує) рівнянь може бути представлене в формі, легкій для читання, а метод дискретизації та рішення для кожного оператора може бути обраний уже користувачем у процесі розрахунку. Таким чином, у коді повністю інкапсулюються й розділяються поняття розрахункової сітки (метод дискретизації), дискретизації основних рівнянь і методів рішення алгебраїчних рівнянь [297, 298].

Разом з кодом поставляється набір програм, у яких реалізовані різні математичні моделі механіки суцільних середовищ – вирішувачів.

Незважаючи на те, що код є повністю об'єктно-орієнтованим, сам процес рішення задачі обчислювальної гідродинаміки є алгоритмічним (у стаціонарному випадку – це послідовне наближення до рішення, у нестационарному – послідовне чисельне інтегрування рівнянь із деяким кроком за часом).

Таким чином за результатами теоретичних досліджень та обґрунтування можливості передачі енергії із більш високими показниками ефективності в обмежених обертових потоках текучих середовищ можна зробити висновки:

1. Зміна співвідношення площ каналів призводить до зміни робочого процесу в нагнітачі: перший робочий процес – весь основний потік виходить через дренажний канал за законом збереження моменту кількості руху, тому турбулентний обмін майже відсутній та такий режим може бути реалізований, на відміну від класичних струминних ежекторів, навіть на гіпотетичній ідеальній рідині; другий робочий процес – весь основний потік потрапляє в вихідний тангенціальний канал, передаючи обертання ядру за рахунок обміну кількості руху. При реалізації обох робочих процесів передача енергії відбувається за рахунок дії відцентрової сили.

2. Фізичний процес перекачування оснований на новому для струминних нагнітачів принципі передачі енергії за рахунок використання гідродинамічних ефектів обертових потоків – вакууму біля осі обертання і підвищеного тиску на периферії вихрової камери. Внаслідок першого відбувається всмоктування часток потоку, що перекачується, у вихрову камеру під дією перепаду тиску. Потрапивши у вихрову камеру, частинки за рахунок обміну кількістю руху з обертним потоком несучої рідини при зіткненні, здобувають тангенціальну швидкість і далі під дією балансу поверхневих (сил тиску) та масових (тяжіння і домінуючої відцентрової) сил в потенціальному полі відкидаються до периферії камери, де потрапляють в тангенціальний канал виходу з нагнітача, здобуваючи кінетичну енергію, перетворенням потенційної енергії підвищеного на периферії камери тиску. Якщо частинка потрапляє на нижню торцеву стінку у приміжовий шар вона переміщується у напрямку осі обертання і виходить у дренажний канал, створюючи втрати. Частинки, всмоктувані через канал у верхній кришці камери можуть також потрапити у дренажний канал під дією сили тяжіння, якщо не отримають відповідну тангенціальну швидкість. Таким чином, на

відміну від класичних струминних нагнітачів, де використовується лише спосіб передачі енергії за рахунок обміну кількістю руху при зіткненні взаємодіючих потоків, у ВКН основну енергію частинки отримують за рахунок переміщення під дією відцентрової сили на периферію вихрової камери де несуча рідина має високі значення потенціальної енергії (у вигляді статичного тиску), величина якої може сягати близько 90% затрачуваної енергії на привід нагнітача

3. При моделюванні течії ідеальної рідини отримано, що для збільшення витрати всмоктуваної рідини необхідно збільшувати ступінь закручення рідини у вихровій камері, тобто збільшувати кутову швидкість обертання. Також витрата збільшується зі збільшенням радіуса сполучення двох зон: області обертання рідини як твердого тіла й області течії з постійною циркуляцією, що говорить про те, що чим більше зона зміни окружної швидкості як у твердого тіла, тим більше витрата всмоктуваного середовища.

4. Для того, щоб витрата в дренажному каналі нагнітача була позитивною, тобто середовище всмоктувалося, а не викидалася з вихрової камери, необхідно, щоб співвідношення r_0/r_e перевищувало 0,55. Менші значення співвідношення r_0/r_e характеризують перший режим роботи вихрекамерного нагнітача, з викидом робочого середовища через дренажний канал, більші – другий режим роботи з усмоктуванням середовища через осьовий канал. Величина відносної витрати, характеризує асимптотичний досяжний коефіцієнт ежекції вихорокамерного нагнітача при заданих геометричних розмірах вихрової камери.

5. Для моделювання тривимірної течії в вихорокамерних нагнітачах було обрано код OpenFOAM. Код OpenFOAM використовується багатьма промисловими підприємствами більше 12 років. У даній роботі було визначальним фактором ступінь відкритості коду: у підсумку були обрані тільки програми, що публікуються по ліцензії GPL версії 2 Фонду Вільного Програмного Забезпечення (FSF) – даний тип ліцензії захищає авторські права авторів, але при цьому не обмежує кінцевих користувачів або (і) розроблювачів у використанні програмного продукту. Вихідний код і вся документація до обраних програм доступні також по ліцензії GPL, що дозволяє вносити в них необхідні зміни (коректування математичних моделей) без втрати ліцензії, а значить і прав на використання (у тому числі, комерційне).

6. Попередній розрахунок течії у ВКН, що відповідає одній точці робочої характеристики, на запропонованій математичній моделі, займає тривалий проміжок часу, що становить приблизно 7 годин при використанні персонального комп'ютера середньої потужності (CPU 5200 MHz, RAM 8192 Mb), що говорить про складності процесів, описуваних нею й необхідності використання потужної комп'ютерної техніки для розрахунку течії.

7. Отримані результати добре погодяться з даними експериментальних і теоретичних досліджень вихрових камер і підсилювачів, що говорить про якісно правильний опис робочих процесів, що відбуваються у вихорокамерних нагнітачах.

РОЗДІЛ 3

ВЕРИФІКАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ТЕЧІЙ У ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧАХ

Закручені течії є одним з найпоширеніших видів течій рідини й газу в природі та техніці. У природі вони зустрічаються у вигляді торнадо й циклонів. У техніці людство навчилося використати властивості закручених потоків у пристроях з різним призначенням: сепаратори [14, 230, 286, 305], клапани [19, 30, 186, 231, 248, 265], вихрові труби [235, 300, 332, 342, 343], змішувачі [218, 219]. Загальним для всіх цих пристроїв є наявність вихрової камери, а також наявність гідродинамічних ефектів, викликуваних обертанням потоків рідини, таких як утворення вакууму на осі камери й надлишкового тиску на периферії.

На сьогоднішній день, через складність аналітичного опису процесів у вихрових камерах, було багато спроб описати закручені течії на основі спрощених гідродинамічних підходів і фізичних експериментів, що привело до знаходження значної кількості напівемпіричних залежностей параметрів потоків і методик розрахунку вихрових апаратів [22, 32, 35, 41, 78, 85, 99, 139, 161, 212, 247, 276, 281, 333, 335].

Останні кілька десятиліть широке поширення одержали методи числового вирішення рівнянь Нав'є-Стоксу, осереднених за Рейнольдсом, і візуалізації течій у різних гідропневмоагрегатах, у тому числі й вихрових апаратах [256, 264]. Дані методи крім незаперечних переваг вивчення складних гідродинамічних ефектів і течій мають такі недоліки як значний час, необхідний для розрахунку й великі похибки, у випадку некоректного використання та підбору моделей турбулентності [293]. Крім того, використання тих або інших комерційних і безкоштовних програмних продуктів зужує вибір моделей турбулентності й підходів до моделювання, тим набором моделей, які вбудовані в пакети для розрахунків. Написання власних програмних продуктів вимагає ще більш значних витрат часу й ресурсів, що змушує використати пакети для обчислення й моделі турбулентності із числа вбудованих у продукти. Таким чином, істотного значення набуває правильність вибору моделі турбулентності й математичної моделі для розрахунку з метою одержання адекватних результатів [293, 316]. Особливо це стосується закручених потоків у вихрових апаратах, де поряд з невеликими похибками в інтегральних параметрах, спостерігаються значні розбіжності в кінематичних, наприклад, у величині тиску в приосьовій зоні [293, 325].

Незважаючи на зростання використання гібридних методів розрахунку турбулентних течій, рішення рівнянь Рейнольдса є більш простим, стійким й економічним, в обчислювальному плані, у порівнянні з гібридними, та підходами моделювання великих вихорів (LES), і прямого числового моделювання (DNS)[239, 253, 280].

Однак, напівемпіричні моделі турбулентності приводять до деяких систематичних дефектів, які можуть бути виправлені введенням у моделі відповідних виправлень, зокрема виправлень на кривизну ліній струму, які в центрі ви-

хору повинні забезпечити придушення турбулентної в'язкості, а в стаціонарних зсувних течіях коригування не активізується [312, 318].

Для обґрунтування застосовності даного виправлення необхідна верифікація математичних моделей, у тому числі з використанням описаного коригування, на основі порівняння з експериментальними картинами течій у вихорокамерних нагнітачах і вихрових клапанах. Використання виправлення на кривизну ліній струму й обертання потоку описане в багатьох джерелах для різних закручених течій у циклонах, вихрових трубах і потоках з поворотами [313, 318, 325], однак досвід використання її для розрахунку течій у вихрових клапанах і вихорокамерних нагнітачах відсутній. Крім того, відсутні й результати розрахунку течій у ВКН за допомогою гібридних моделей та їх порівняння з менш вимогливими в обчислювальному плані моделями RANS та URANS [252, 336, 340, 344].

Для верифікації числових розрахунків були зроблені експериментальні дослідження вихрового апарата, який можна використати в якості вихорокамерного нагнітача із закритим вихідним каналом та як вихровий клапан [6, 287, 299]. Установка для фізичного дослідження включала вихровий апарат, повітродувку, ресивер і вимірювальну апаратуру. Тиск у каналах вимірювався чашковими манометрами, температура навколишнього середовища – ртутними термометрами, витрата в каналах – витратомірами. Для проведення експериментальних досліджень була виготовлена прозора модель із діаметром вихрової камери 60 мм з і без радіального дифузора в осьовому дренажному каналі. Більш докладно схеми експериментальних установок та методика проведення експерименту наведена в розділі 4.

Числовий експеримент проводився шляхом рішення рівнянь Нав'є-Стоксу, осереднених за Рейнольдсом, за допомогою програмного комплексу OpenFoam [271, 298].

3.1. Математичні моделі, що використалися для верифікації течії у вихорокамерному нагнітачі

На сьогоднішній день існує досить велика кількість програмних обчислювальних комплексів для проведення CFD розрахунків, що включають у себе велика кількість різних моделей турбулентності, однак автори публікацій [293, 316, 318, 325] дійшли висновку, що однією з найкращих за обчислювальними витратами і похибками розрахунку моделей турбулентності є модифікована двошарова « $k - \omega$ » модель турбулентності переносу зсувних напруг Ментера (SST модель [289]), що враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці. У той же час, застосування прямого моделювання турбулентності (DNS) і моделювання великих вихорів (LES), а також гібридних моделей може приводити до більш точних рішень [345], однак це сполучено з важко переборними обчислювальними витратами зараз й у найближчій перспективі [171].

У даній роботі було зроблене порівняння найбільш часто застосовуваної моделі турбулентності SST з гібридною моделлю DES. Відповідно до багатьох

досліджень [293, 316, 318, 325] SST модель турбулентності має оптимальне співвідношення точності розрахунку до продуктивності обчислювальної системи, але точність розрахунку для закручених потоків цієї моделі не висока. Тому для зменшення похибки CFD обчислень у вихрових апаратах варто застосовувати SST модель турбулентності з коригуванням на кривизну ліній струму й обертання потоку, що практично не впливає на час розрахунку, але поліпшує точність прогнозування картини течії. З іншого боку, гібридна модель DES, дає можливість одержати більш точний результат [315, 323, 326], але більш вимоглива до обсягу сітки, застосовуваної для розрахунку, що приводить до більш високих вимог до продуктивності обчислювальної системи й часу на розрахунок. Для того, щоб оцінити раціональність застосування гібридної моделі DES для течій у вихрових апаратах, у даній роботі зроблене порівняння результатів розрахунку описаних вище моделей турбулентності.

Крім течій у вихрових камерах, можливості пакету прикладних програм OpenFoam було перевірено при вирішенні модельних задач, у тому числі з теплообміном [47]. На прикладі теплообмінного апарату отримано характер зміни відносного гідравлічного опору течії теплоносія в трубках апарату та знайдено залежність гідравлічного опору. Результати тривимірного моделювання течії узгоджується з експериментальними даними. Крім того, проведені дослідження опору гофрованих каналів, та отримано, що моделювання за допомогою OpenFoam та SST моделі турбулентності дозволяє розраховувати з похибками, що не перевищують 10 %. Ці дослідження дуже важливі при моделюванні роботи ВКН на стисливій рідині при досить протяжних тангенціальних вхідних та вихідних каналах та дає можливість розраховувати на загальну похибку розрахунку роботи ВКН, яка не перевищує 10 % за інтегральними параметрами.

3.2. SST модель турбулентності із коригуванням на кривизну ліній струму та обертання потоку

Система рівнянь SST моделі із коригуванням на кривизну ліній струму та обертання потоку виглядає наступним чином [38, 318]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega; \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + Cd_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k, \quad (3.2)$$

де x_j – координати; u_j – проекції швидкості в декартовій системі координат; $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ – ефективна в'язкість; μ_t – турбулентна в'язкість; μ – молекулярна в'язкість; ω – питома дисипація; P_k – генераційний член; Cd_ω – перехресний член. Константи й опис рівнянь (3.1), (3.2) можна знайти в другому розділі даного дослідження.

Виправлення на кривизну ліній струму й обертання потоку в SST-моделі турбулентності реалізуються шляхом множення генераційного члена в рівняннях (3.1), (3.2) на функцію [318]:

$$f_{r_1} = \max \left\{ \min(f_{rotation}, 1.25), 0.0 \right\}, \quad (3.3)$$

де

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} \left[1 - c_{r3} \tan^{-1}(c_{r2} \tilde{r}) \right] - c_{r1}. \quad (3.4)$$

Константи c_{r1} , c_{r2} , c_{r3} рівні 1, 2 й 1 відповідно. r^* і $\tilde{r}$ обчислюються в такий спосіб:

$$r^* = \frac{S}{\Omega},$$

$$\tilde{r} = 2\Omega_{ik} S_{ik} \left[\frac{DS_{ij}}{Dt} + (\varepsilon_{imn} S_{jn} + \varepsilon_{jmn} S_{in}) \Omega_m^{rot} \right] \frac{1}{\Omega D^3} \quad (3.5)$$

Тензор швидкостей деформацій:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Тензор завихореності:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\varepsilon_{mji} \Omega_m^{rot} \right),$$

де ε_{mji} – тензор Леві-Чивіті.

$$S^2 = 2S_{ij}S_{ij}; \quad \Omega^2 = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}; \quad D^2 = \max(S^2, 0.09\omega^2).$$

3.3. Метод DES

Метод DES сполучає підходи RANS та LES (метод, у якому розв'язуються великомасштабні турбулентні вихори [170]). В областях потоку, де розмір обчислювальної сітки Δ достатній для розв'язання енергонесучих вихорів, тобто при $\Delta < L_{SST}^{RANS} = k^{3/2} / (\beta^* \omega)$ застосовується метод LES, а в іншій області – RANS. У даній роботі розглядався метод моделювання DES на основі SST моделі турбулентності. Математична модель методу базується на записі рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності з використанням лінійного масштабу турбулентності в наступному виді [38, 326]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho k^{3/2} / l_{DES}^{SST}; \quad (3.6)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k; \quad (3.7)$$

$$l_{DES}^{SST} = \min \{ l_{RANS}^{SST}, C_{DES}^{SST} \Delta \}; \quad (3.8)$$

$$l_{RANS}^{SST} = k^{1/2} / (\beta^* \omega); \quad (3.9)$$

$$C_{DES}^{SST} = 0,78 F_1 + 0,61 (1 - F_1). \quad (3.10)$$

Константи й опис рівнянь (3.6)-(3.10) можна знайти в роботах [38, 326].

3.4. Результати верифікації вихорокамерного нагнітача з закритим вихідним каналом

В більшості розрахунків сітка складалася з 22 млн. елементів для розрахунку вихрового апарата з радіальним дифузorzом й 9 млн. елементів для розрахунку вихрового апарата без радіального дифузора, і була побудована таким чином, щоб забезпечити параметр $Y^+ < 2$. Більше число елементів для апарата з дифузorzом обумовлено зменшенням розміру елементів у дифузorzі внаслідок малої ширини каналу [146].

При верифікації розрахунки проведені в нестационарній постановці, тому що прецесія вихрового ядра, яка виникає у вихровій камері не дозволяє адекватно моделювати, у більшості випадків початкових умов картину течії у пристрої.

При моделюванні течії в пристрої як робоче середовище приймалося повітря. Були прийняті наступні граничні умови: на всіх границях розрахункової області прийняті «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умова прилипання рідини $\vec{V}|_b = 0$, у вхідному перетині каналу живлення задавалося значення тиску гальмування $p|_b = p_s$ або витрата в каналі живлення, у вихідних каналах – рівність нулю тиску $p|_b = 0$.

При завданні граничних умов осьових виходів і входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється за радіусом струменя. Тому була збільшена розрахункова область (рис. 3.1) і задані граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом [83, 102, 191, 192].

Дослідження течії з використанням різних моделей турбулентності вироблялося для вихорокамерного нагнітача у двох робочих точках характеристики: з відкритим вихідним каналом і закритим. Якщо вихідний канал закритий, то витрата на виході із пристрою дорівнює нулю, що приводить до робочої точки, течія в якій супроводжується найбільшим закрученням потоку у вихровій камері.

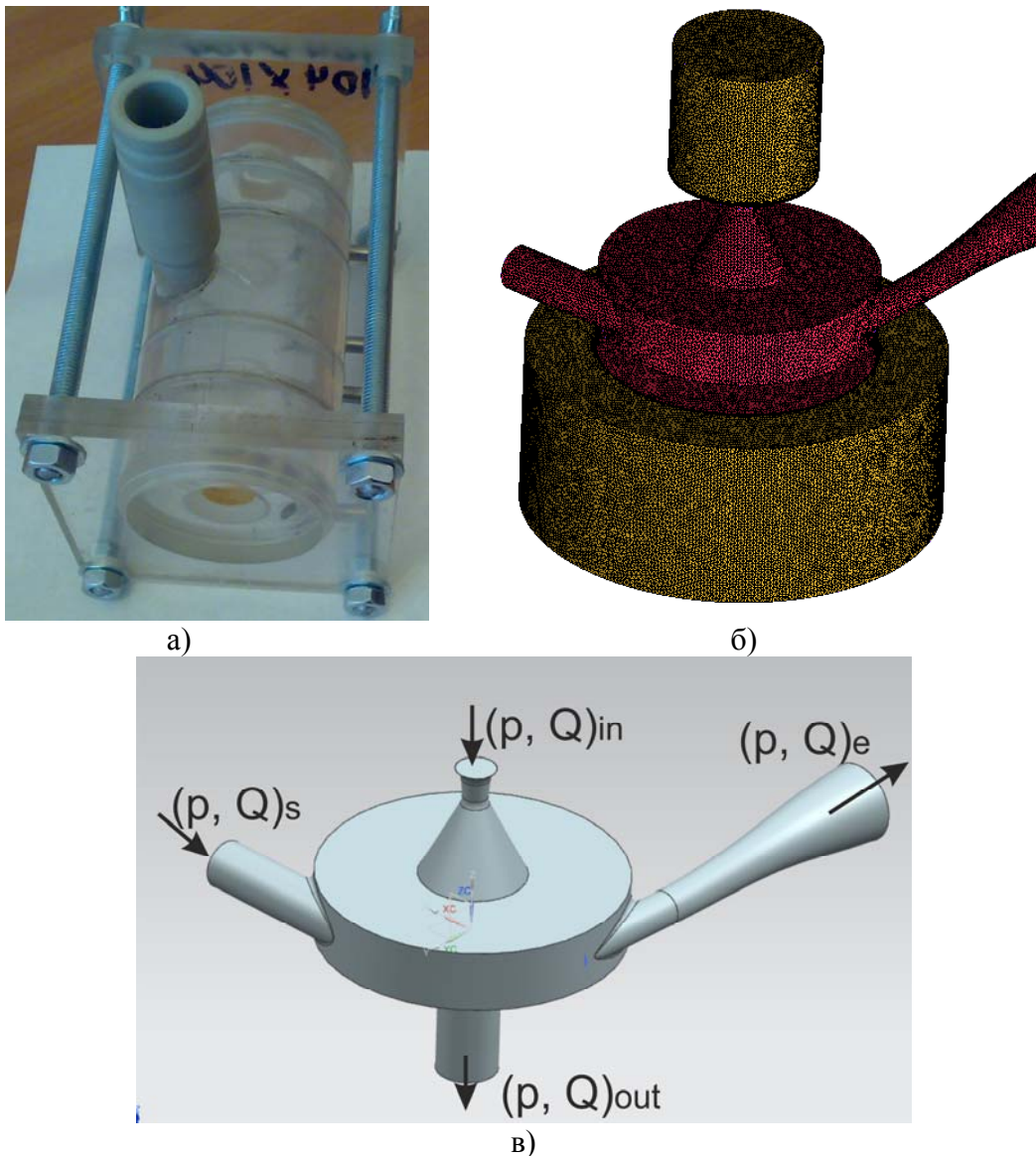


Рисунок 3.1 – Вихорокамерний нагнітач: а) – експериментальний зразок; б) – розрахункова сітка; в) – твердотільна модель

Робочу точку без потоку на виході із пристрою можна назвати холостим ходом вихорокамерного нагнітача. Наявність або відсутність потоку в тангенціальному каналі виходу із пристрою, і різні ступені закручення потоку в камері, пов'язані із цим, можуть приводити до того, що на більшій частині характеристики ВКН краще використати одну модель турбулентності, а в іншій частині характеристики – іншу. Цим обумовлюється проведення числових розрахунків для двох характерних картин течії в пристрої залежно від ступеня закручення потоку.

Порівняння результатів розрахунку з експериментальними дослідженнями було зроблено за наступними інтегральними параметрами: об'ємна витрата в каналі живлення Q_s , об'ємна витрата, що всмоктується в пристрій Q_{in} , статичний тиск у вихідному каналі p_e . Внаслідок істотної нестационарності течії та прецесії вихорового ядра в камері [9, 138, 211, 246, 337], кінематичні характеристики течії в пристрої змінюють свої значення, тому виміряти їх і зробити верифікацію за ними досить складно. У першому наближенні, верифікація була

проведена за інтегральними параметрами, а також за кінематичними, шляхом порівняння величини статичного тиску на верхній торцевій кришці пристрою.

Хоча моделювалася течія повітря, швидкості були такими, що розрахунки об'ємної витрати були досить точні. Вплив стискальності було перевірено шляхом використання спеціальної математичної моделі з урахуванням стискальності. В подальшому похибки розрахунку з урахуванням стискальності та без було оцінено та показано в наступних розділах.

На рис. 3.2 наведені результати порівняння розрахунків вихрового апарата з радіальним дифузorzом й інтегральними параметрами, отриманими експериментально.

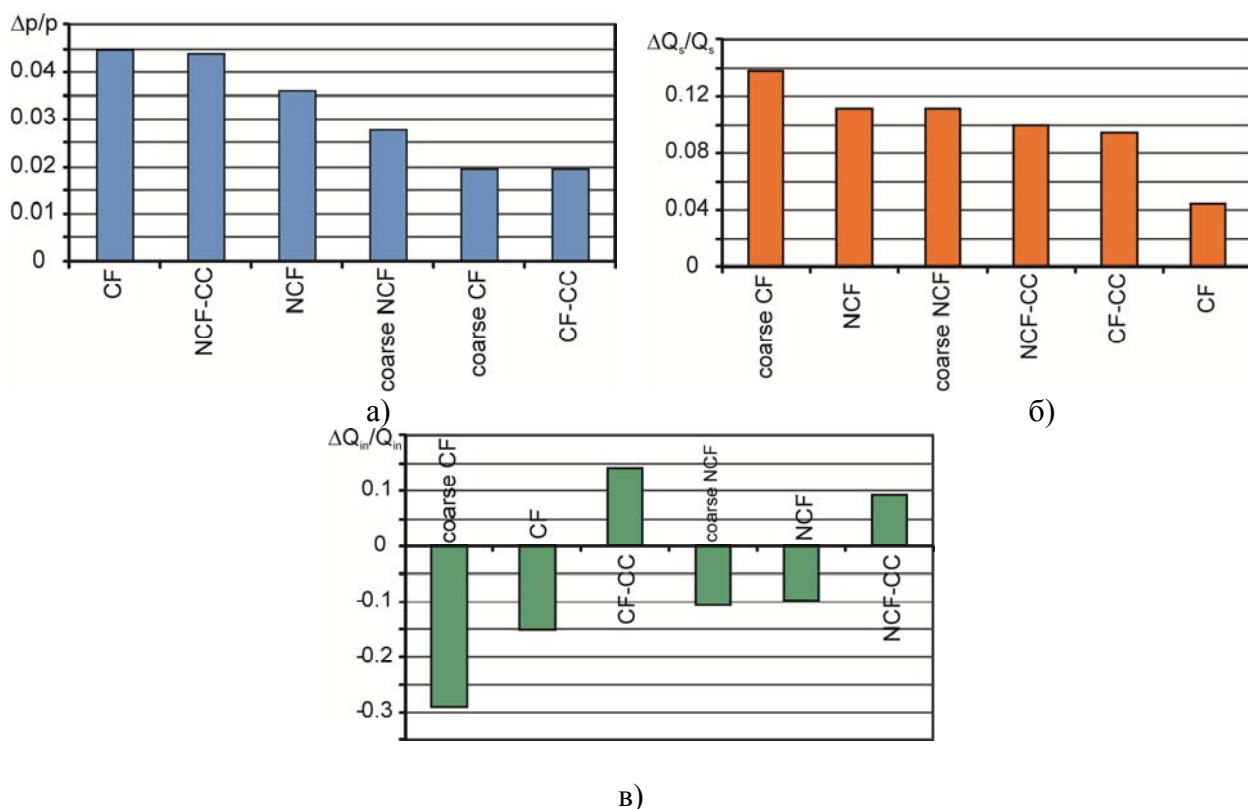


Рисунок 3.2. Похибки результатів розрахунків течії у вихровому апараті з радіальним дифузorzом: а) – тиску у вихідному каналі; б) – об'ємна витрата в каналі живлення; в) – об'ємна витрати, що всмоктується в пристрій

На рисунку застосовані наступні позначення: coarse NCF – розрахунок нестисливої рідини на грубій сітці, coarse CF – стислива рідина на грубій сітці, NCF – нестислива рідина, NCF-CC – нестислива рідина з урахуванням виправлення на кривизну ліній струму й обертання потоку, CF – стислива рідина, CF – CC – стислива рідина з урахуванням виправлення на кривизну ліній струму й обертання потоку.

Як видно на рис. 3.2, найменшу похибку розрахунку має модель нестисливої рідини з урахуванням виправлення на кривизну, крім того, всі моделі розрахунку, за винятком, тих, у яких використалося виправлення, дають занижену витрату, всмоктувана в апарат (рис. 3.2, в).

Різниця у витратах виникає внаслідок різної величини вакууму, що виникає на осі апарата (рис. 3.3, 3.4) при розрахунках із введенням корекції на кривизну та без.

Більша величина вакууму добре погодиться з результатами експериментів [157], що говорить про необхідність використання корекції на кривизну ліній струму й обертання потоку в подальших розрахунках. На рис. 3.3 тиск і радіус віднесені до тиску живлення p_s й радіусу вихрової камери R відповідно.

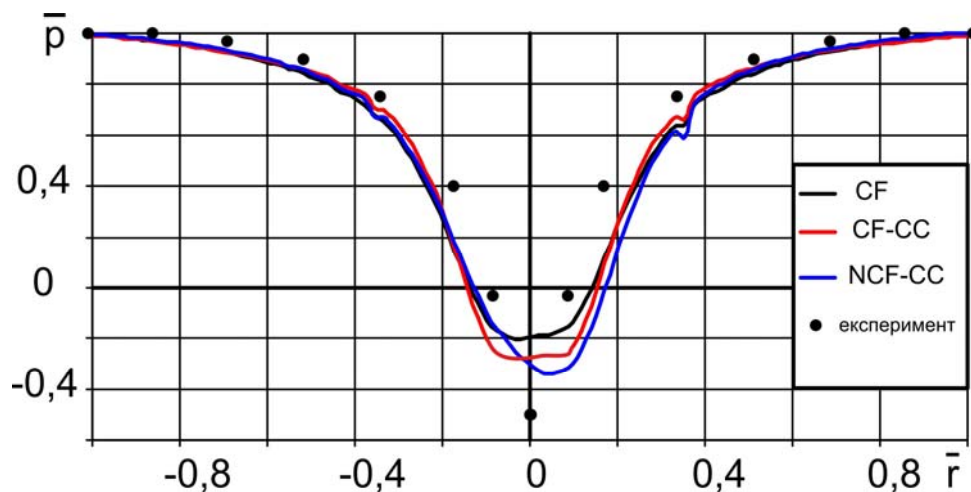


Рисунок 3.3 – Розподіл тиску вздовж радіуса вихрової камери апарата з радіальним дифузorzом

На рис. 3.4 наведені поля тисків у вихрових апаратах з радіальним дифузorzом (а, б, в) і без дифузора (г, д, е). Спостерігається якісний збіг розрахункової картини течії в пристрої й течії в експериментальній моделі. Вторинна течія в дренажному каналі добре погодиться з даними експериментальних і теоретичних досліджень вихрових камер клапанів і нагнітачів [157, 205, 273, 282, 327, 329], крім того, більше наближення до експериментальних картин течії мають результати розрахунку з використанням виправлення на кривизну ліній струму.

На рис. 3.5 наведені результати порівняння розрахунків вихрового апарата без радіального дифузора й інтегральних параметрів, отриманих експериментально. Як видно на рис. 3.5 найменшу похибку розрахунку, так само як й у випадку розрахунку течії рідини через вихровий апарат з радіальним дифузorzом, має модель нестисливої рідини з урахуванням виправлення на кривизну.

Похибка розрахунку тиску на виході з апарата p_e з радіальним дифузorzом і без нього не перевищує 5 % для всіх моделей. Похибка розрахунку витрати живлення Q_s для всіх моделей коливається в межах 5...13% й є найменшою для моделі стисливої рідини без введення корекції на кривизну ліній струму та становить біля 5 %. Для моделей із введенням виправлення – біля 10 %.

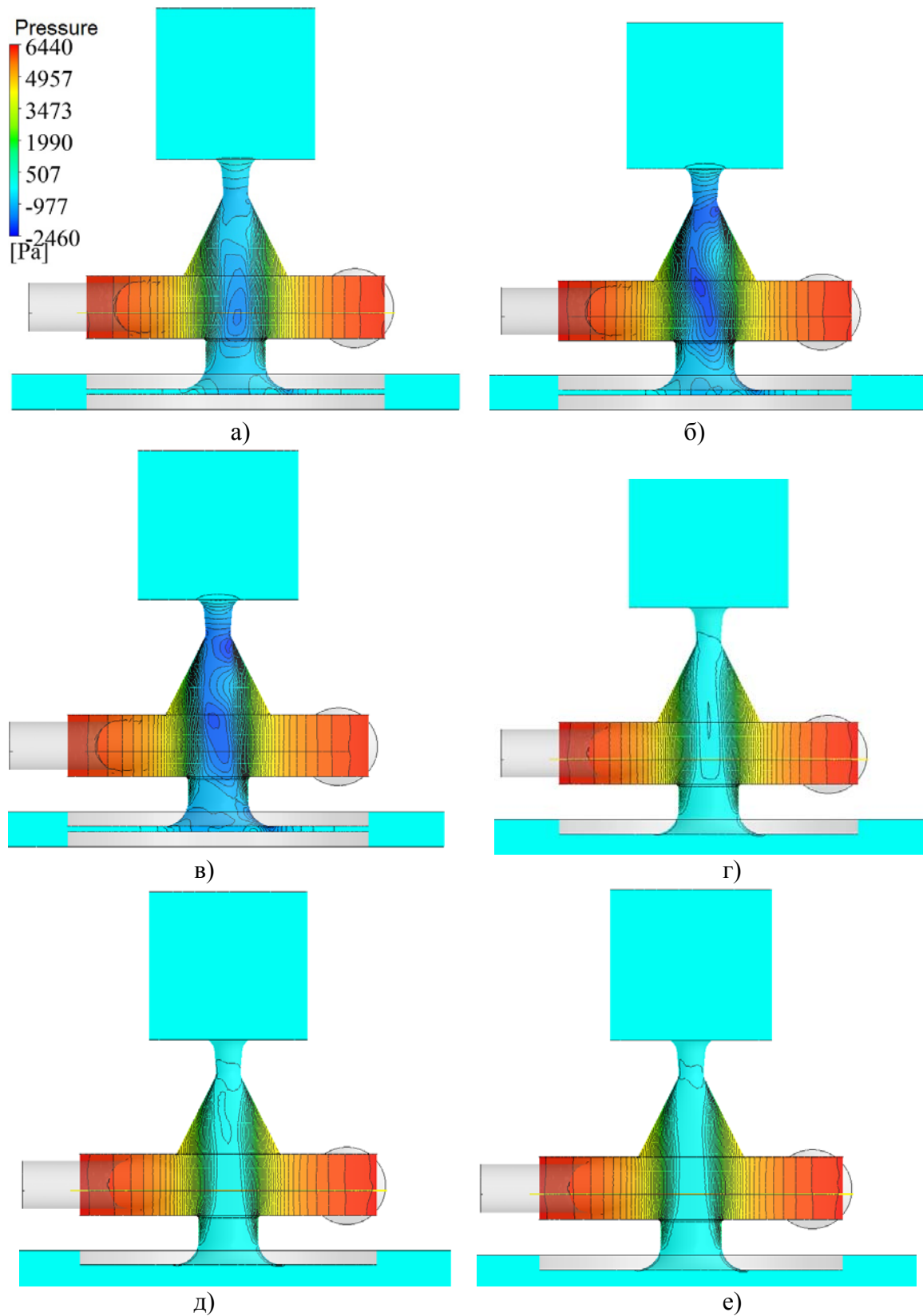


Рисунок 3.4 – Розрахункові розподіли тисків у вихрових апаратах з радіальним дифузором (а, б, в) і без нього (г, д, е): а,г) – CF; б), д) – NCF-CC; в), е) – CF-CC.

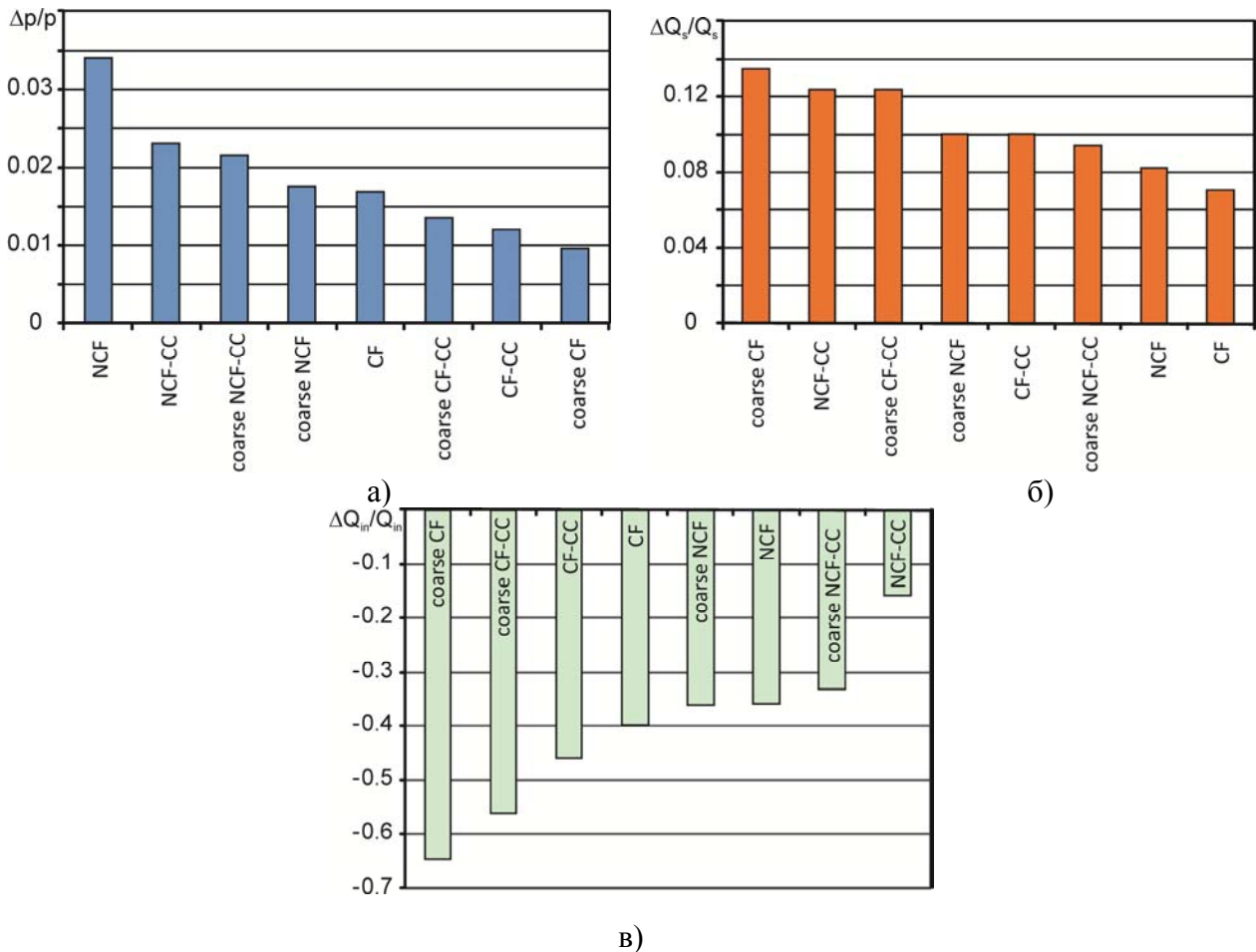


Рисунок 3.5 – Похибки результатів розрахунків течій у вихровому апараті без радіального дифузора: а) – тиску у вихідному каналі; б) – об'ємної витрати в каналі живлення; в) – об'ємної витрати, усмоктуваної в пристрій.

Похибка розрахунку витрати середовища, що всмоктується в апарат із зовнішнього середовища Q_{in} для всіх моделей, коливається в межах 10...60% та є найменшою для моделі нестисливої рідини з урахуванням корекції на кривизну ліній струму й обертання потоку та становить 10 %. Більш точне рішення отримує для вихрового апарата з радіальним дифузором. Таким чином, найбільш підходящою моделлю для розрахунку течій у вихрових клапанах та у вихорокамерних нагнітачах у режимі закритого вихідного каналу є модель нестисливої рідини з урахуванням корекції кривизни ліній струму й обертання потоку. Ця модель, хоча й не відрізняється особливою точністю при розрахунку тиску на виході з апарата, і витрати живлення, дає найменшу похибку при розрахунку вакууму на осі обертів у вихровій камері потоку не залежно від геометрії вихрового апарата, на відміну від інших моделей. Використання моделі нестисливої рідини для таких течій виправдано невеликими швидкостями потоків, що не перевищують 70 м/с і меншими обчислювальними витратами на розрахунок, а також кращою збіжністю при розрахунках.

3.5. Вплив виду сітки та точність розрахунку течії у вихорокамерному нагнітачі

Для оцінки впливу типу сітки на точність розрахунку були побудовані сітки на основі гексаедрів і тетраедрів (рис. 3.6, 3.7). Задача побудови розрахункової сітки полягає в знаходженні відображення з фізичної області до розрахункової [109]. Використання структурованих сіток, у порівнянні із неструктурованими, дозволяє зменшити тривалість розрахунку та необхідний обсяг оперативної пам'яті комп'ютера за рахунок зменшення кількості елементів, з яких складається сітка.

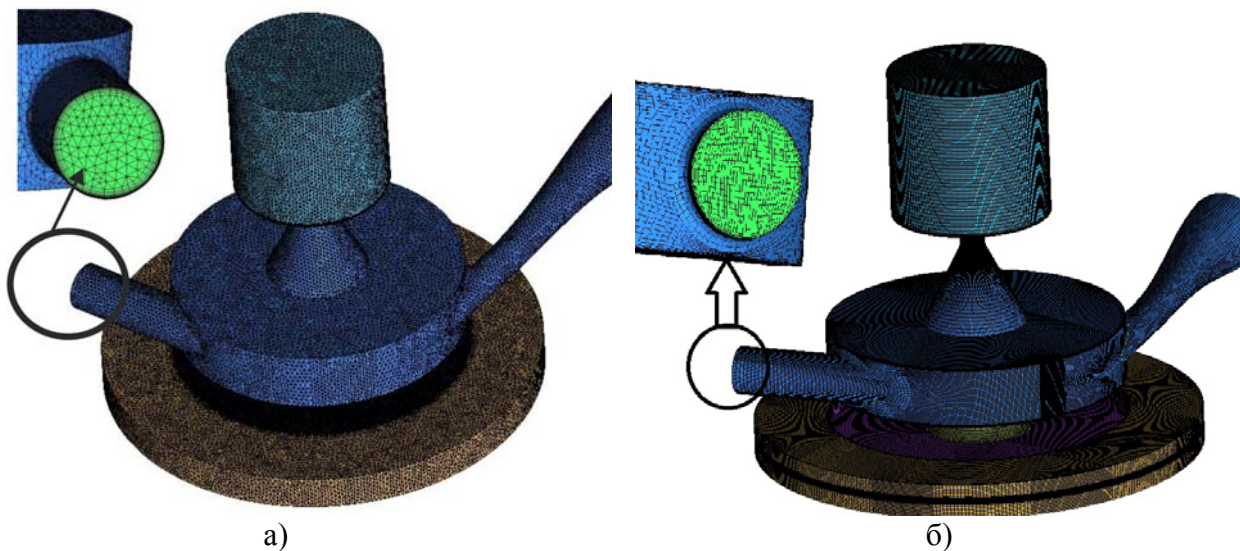


Рисунок 3.6 – Розрахункові сітки вихорокамерного нагнітача: а) – тетрагональна; б) – гексагональна

Як було показано в попередньому розділі, структуровані гексагональні сітки мають декілька переваг, у порівнянні з неструктурованими тетрагональними. Але, не всі програми мають можливість використання структурованих сіток. Крім того, їх побудова потребує значно більше часу та не допускає автоматизації.

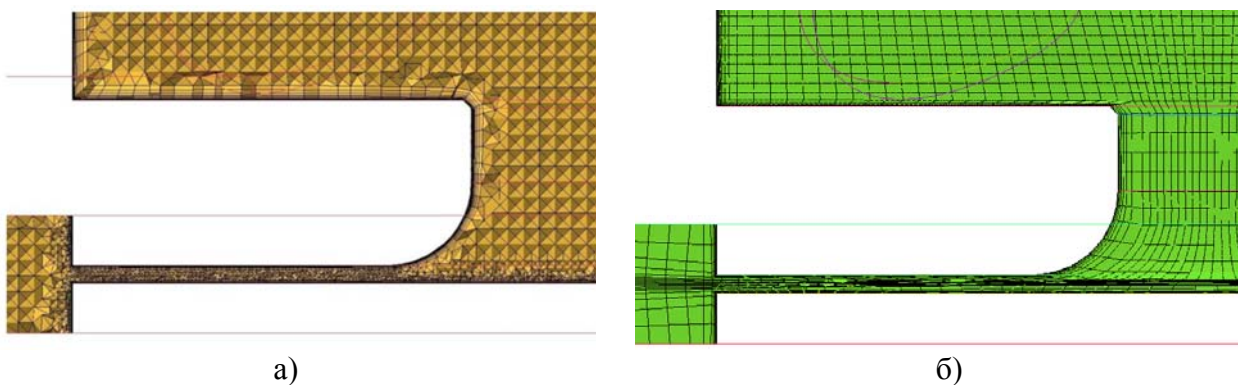


Рис. 3.7 – Сітка ВКН із радіальним дифузorzом в осьовому каналі в розрізі: а) – на основі тетраедрів; б) – на основі гексаедрів

Необхідність використання гексагональної сітки при розрахунках вихорокамерних нагнітачів була перевірена за критерієм якості розрахунку, тобто за похибкою розрахунку витрати, яку всмоктує нагнітач через осьовий канал. Перевірку виконано на сітках різного обсягу від грубих до дуже дрібних порядку 20 млн. елементів [148].

За результатами розрахунку отримано, що при збільшенні числа елементів більше 5 млн., тип сітки вже не надає впливу на точність розрахунку.

Таким чином, як йде з рис. 3.8, якщо моделюється робота ВКН із детальною сіткою з числом елементів, яке перевищує 5 млн., доцільніше використати тетрагональну сітку, внаслідок більш складної процедури побудови гексагональної особливо в умовах геометрії, яка часто змінюється із метою оптимізації геометричних параметрів вихорокамерних нагнітачів.

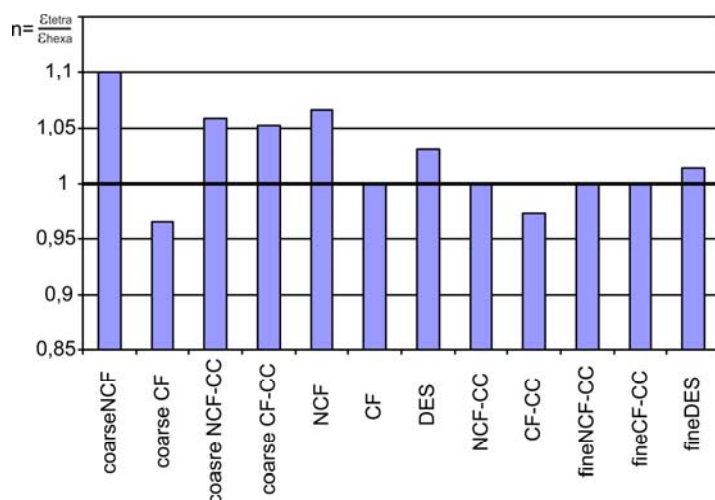


Рисунок 3.8 – Відношення похибки розрахунку витрати, що всмоктується у ВКН, розрахованої при використанні тетрагональної сітки до похибки використання гексагональної сітки

На рисунку наведено порівняння похибок розрахунку витрати всмоктування при використанні різних видів сітки: похибка, яка отримана на тетрагональній сітці поділена на похибка гексагональної сітки.

На рис. 3.8 використане наступне позначення coarse – груба сітка з числом елементів близько 1...2 млн.; середня сітка – число елементів 6...8 млн.; fine – дрібна сітка з числом елементів 15...25 млн.

Результати порівняння похибок за іншими інтегральними параметрами не наведена внаслідок того, що характер впливу виду сітки на змінюється при зміні інтегральних параметрів порівняння, а лише скоріше приближується до одиниці, тобто при інших параметрах ще менш впливає вид сітки на точність розрахунку.

3.6. Вплив кількості елементів сітки та точність розрахунку течії у вихорокамерному нагнітачі

Відомо, що при використанні числових розрахунків для моделювання фізичних процесів необхідно враховувати вплив великої кількості параметрів

розрахунку на його результати. Одним з таких параметрів є кількість елементів сітки. Тому що, на сьогоднішній день, не існує суворої залежності, яка б дозволяла враховувати похибки результатів розрахунку від кількості елементів, було проведено розрахунки із різною кількістю елементів сітки для визначення тієї кількості елементів, з якої похибка перестає змінюватися.

На рис. 3.9 наведено результати порівняння похибок розрахунку різних інтегральних параметрів течії у ВКН при використанні різної кількості елементів сітки.

Як видно з рисунку, похибки розрахунку майже всіх інтегральних параметрів течії зменшуються зі зростанням числа елементів розрахункової сітки практично для всіх використаних моделей розрахунку (SST модель стисливої та нестисливої рідини, із урахуванням коригування на кривизну ліній струму та обертання потоку, та метод DES). Починаючи з приблизно 6...7 млн. елементів, точність розрахунку перестає змінюватися, що говорить про те, що при такій кількості елементів розрахункової сітки точність розрахунку практично вже не залежить від розміру сітки.

Для методу DES число елементів повинно бути дещо більшим, внаслідок того, що цей метод потребує значно дрібнішої сітки через використання LES методу для елементів сітки розміром Δ . Це необхідно для забезпечення мінімальної похибки. Так, як йде з рис. 3.9 мінімально необхідна кількість елементів повинна перевищувати 15 млн.

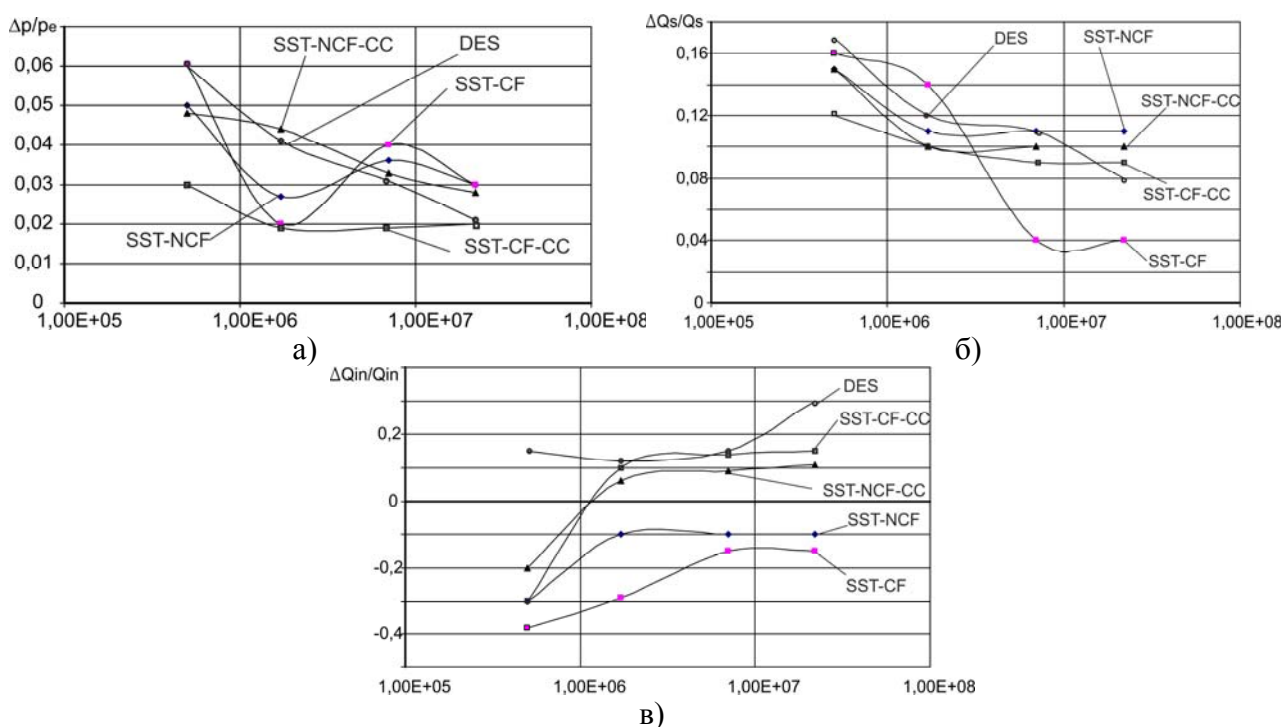


Рисунок 3.9 – Похибки результатів розрахунків течії у ВКН: а) – тиск у вихідному каналі; б) – витрата в каналі живлення; в) – витрата, що всмоктується в пристрій (по осі абсцис – кількість елементів)

На рисунках використано позначення: SST-CF – розрахунок стисливої рідини за допомогою SST моделі турбулентності; SST-NCF – нестислива рідина; SST-NCF-CC – нестислива рідина із коригуванням на кривизну ліній струму та

обертання потоку; SST-CF-CC - нестислива рідина із коригуванням на кривизну ліній струму та обертання потоку; DES – розрахунок за допомогою методу DES.

3.7. Результати верифікації вихорокамерного нагнітачі в нормальному режимі роботи

Загалом кажучи, нормальний режим роботи має менший ступінь закручення потоку. Тому не обов'язково модель, що виявила меншу похибку в режимі з закритим вихідним каналом, повинна залишатися найкращою й в нормальному режимі. Тому, для цього режиму теж проведена верифікація математичної моделі з загальними рекомендаціями щодо розміру й типу сіток, сформульованими в попередньому розділі.

Хоча для перевірки, отриманих раніше рекомендацій було проведено розрахунки й на дрібних сітках з числом елементів понад 15 млн.

Верифікацію виконано для ВКН із різними геометричними параметрами в каналі виходу з нагнітача, тобто з та без радіального дифузора. Розрахункові твердотільні моделі наведені на рис. 3.10.

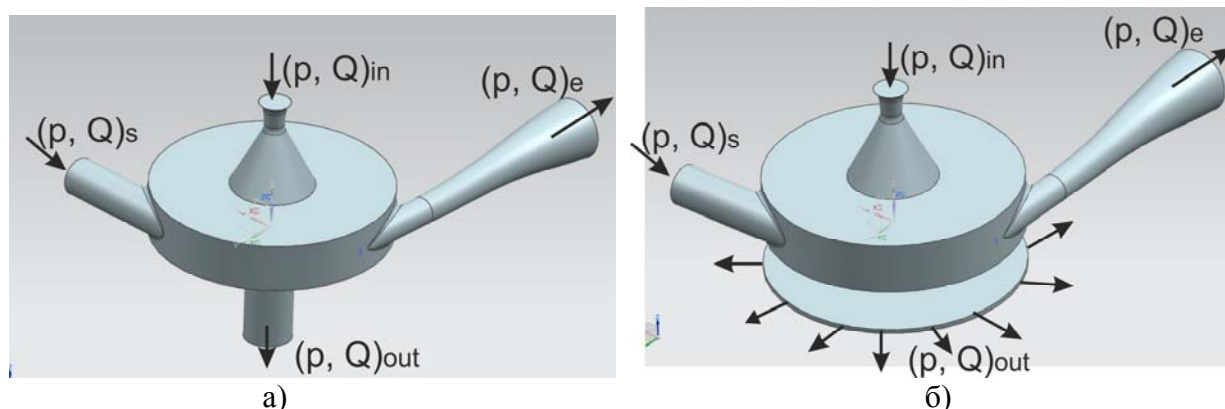


Рисунок 3.10 – Твердотільна модель ВКН: а) – ВКН без радіального дифузора; б) – ВКН з радіальним дифузоров, розташованим в вихідному осьовому каналі

Сітка складалася з 7 млн. елементів для розрахунку ВКН із радіальним дифузоров та 4,5 млн. елементів для розрахунку ВКН без радіального дифузора, і була побудована таким чином, щоб забезпечити параметр $Y^+ < 2$. Більше число елементів для апарата з дифузоров обумовлено зменшенням розміру елементів у дифузоров внаслідок малої ширини каналу.

На рис. 3.11 наведені результати порівняння розрахунків течії у вихорокамерних нагнітачах з радіальним дифузоров й інтегральними параметрами, отриманими експериментально.

Як можна бачити з рисунку, найменшу похибка мають моделі з урахуванням кривизни ліній струму й обертання потоку. При застосуванні моделей розрахунку стисливої рідини похибка розрахунку витрати на виході із пристрою й витрати живлення становить близько 10 %.

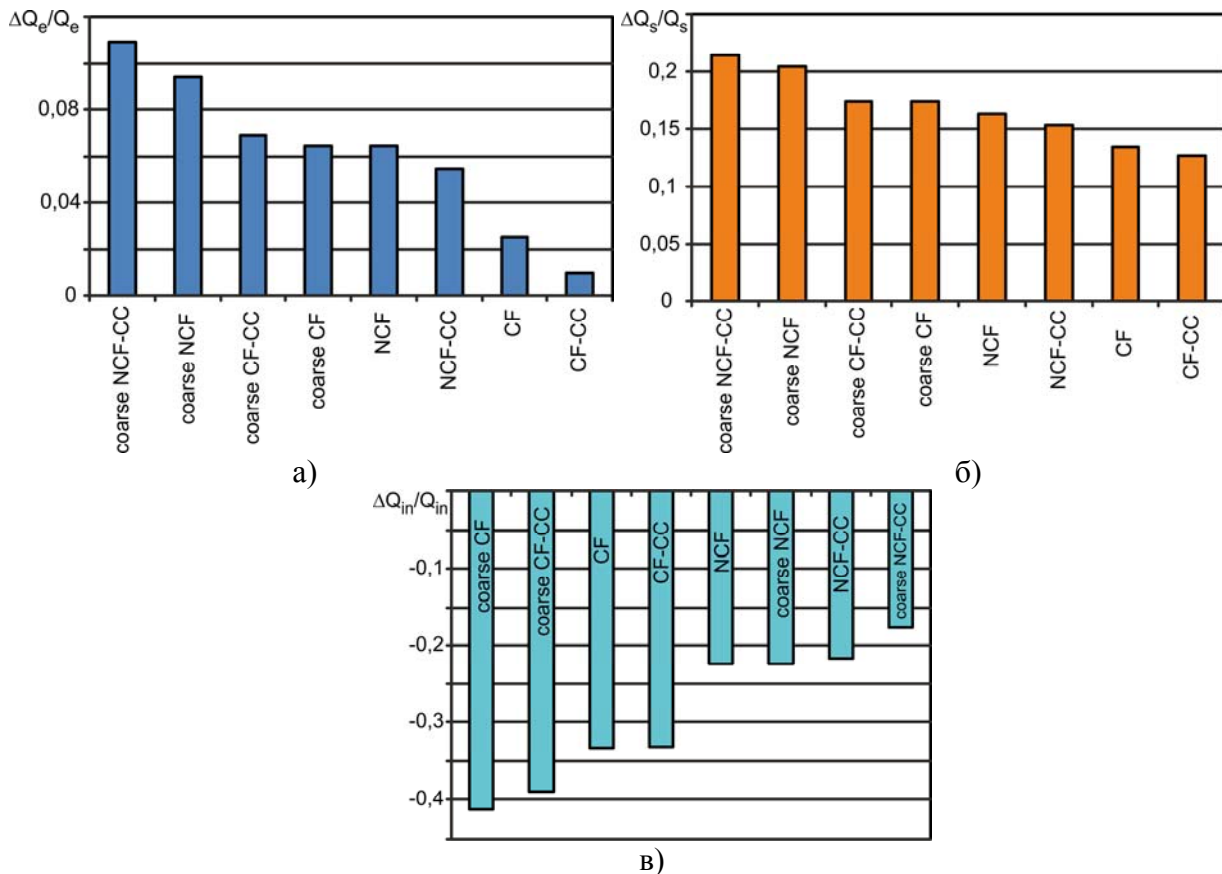


Рисунок 3.11 – Похибки результатів розрахунків течії в ВКН із радіальним дифузorzом: а) – об'ємної витрати у вихідному каналі; б) – об'ємної витрати в каналі живлення; в) – об'ємної витрати, що всмоктується в пристрій

Моделі нестисливої рідини дають для цих двох витрат похибка на 2...3 % більшу. Інша картина з витратою всмоктування в пристрій. Тут, мінімальну похибка мають моделі розрахунку нестисливої рідини з урахуванням виправлення на кривизну ліній струму, і ця похибка значна – перевищує 15 %. Розрахунки, проведені для стисливої рідини привели до збільшення похибки розрахунку витрати усмоктування в пристрій, які склали більше 30 %. Із чого можна зробити висновок, що для розрахунків ВКН краще застосовувати модель нестисливої рідини з моделлю турбулентності, яка враховує кривизну ліній струму й обертання потоку.

Різниця в похибках обчислення витрати всмоктування виникає внаслідок різної величини вакууму на осі апарата (рис. 3.12). На рис. 3.12 наведені поля тисків у ВКН з і без радіального дифузора.

При порівнянні рисунків, наведених на рис. 3.12 можна помітити, що найбільший вакуум на осі отриманий при розрахунку моделі NCF-CC, показаної на рис. 3.12,б, що пояснює найменшу похибка обчислення витрати усмоктування. Таким чином, чим більш точно модель пророкує вакуум на осі, тим більш точними виявляються розрахунки в цілому.

Крім того, коректний розрахунок вакууму на осі необхідний для подальших обчислень поведінки газових пухирців, що потрапляють усередину вихрової камери [328].

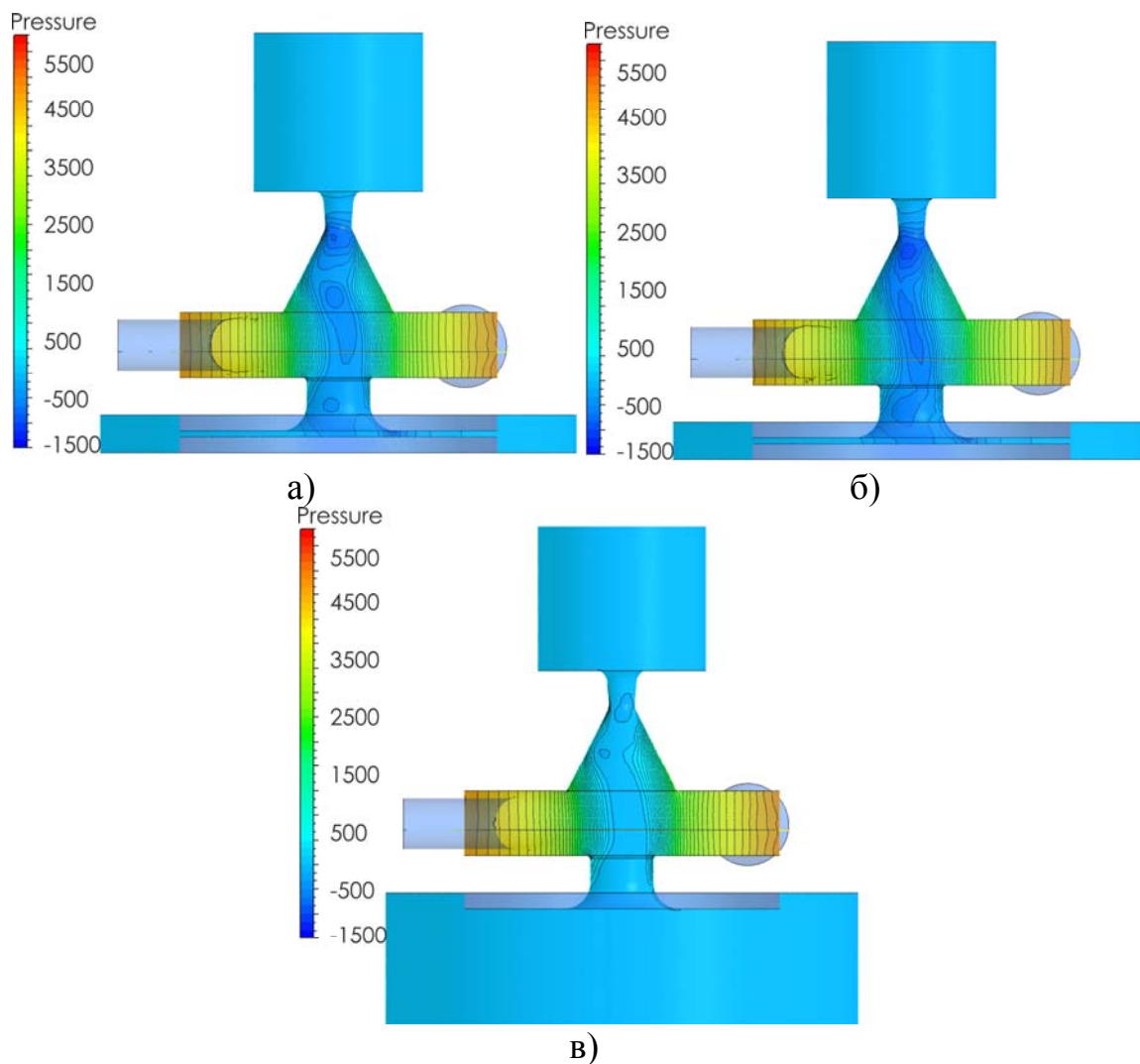


Рисунок 3.12 – Розрахункові розподіли тисків: а) – ВКН із дифузором, модель CF-CC; б) – ВКН із дифузором, модель NCF-CC; в) – ВКН без дифузора, модель NCF-CC

Використання виправлення на кривизну ліній струму й обертання потоку дозволяє розрахувати витрату усмоктування на 5...15% точніше, у зв'язку з більш точним розрахунком величини вакууму на осі.

На рис. 3.13 наведені результати порівняння розрахунків течії у ВКН без радіального дифузора за інтегральними параметрами, отриманими експериментально. Як можна бачити з рисунку, найменшу похибку мають моделі з урахуванням кривизни ліній струму й обертання потоку.

На відміну від розрахунків ВКН із радіальним дифузором, тут не всі моделі змогли пророчити наявність витрати усмоктування в пристрій. Так, наприклад, розрахунок за моделлю coarse CF, привів до негативної витрати усмоктування, тобто до викиду робочого потоку з вихрової камери назовні. При розрахунках ВКН без радіального дифузора, похибка обчислення витрати усмоктування більше, ніж похибка для ВКН із дифузором.

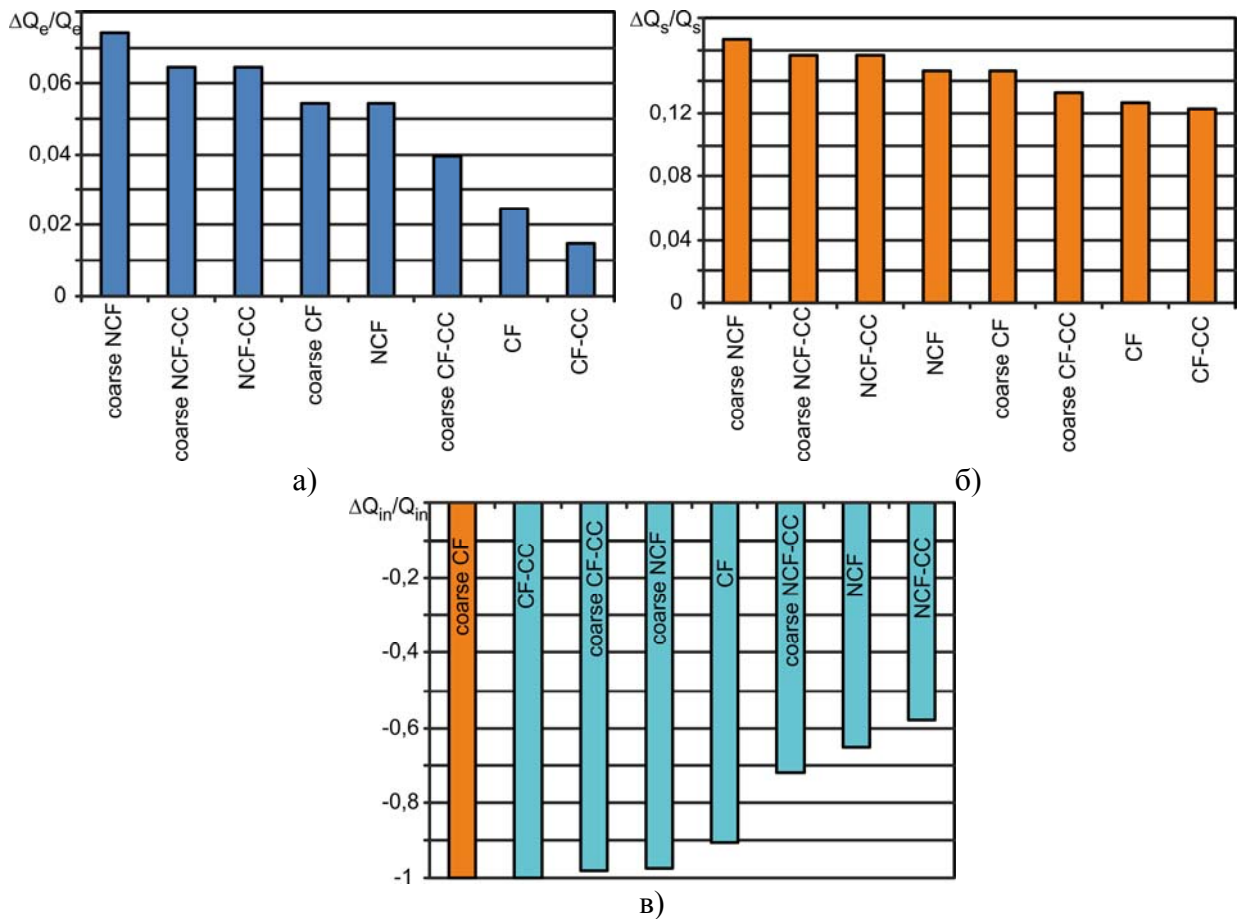


Рисунок 3.13 – Похибки результатів розрахунків течії у ВКН без радіального дифузора: а) – об'ємної витрати у вихідному каналі; б) – об'ємної витрати в каналі живлення; в) – об'ємної витрати, що всмоктується в пристрій

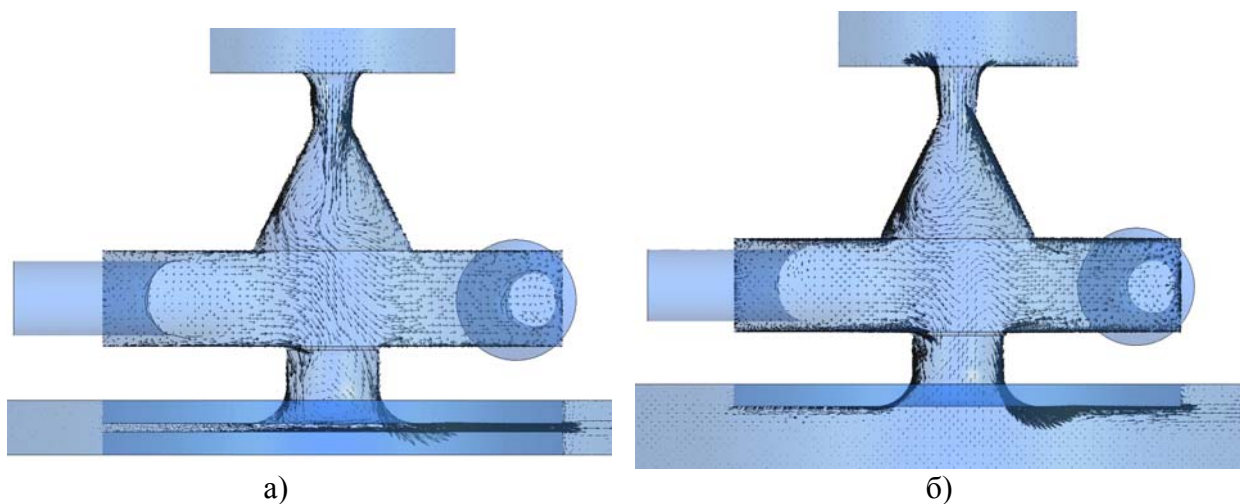


Рисунок 3.14 – Поле векторів швидкості у ВКН: а) – з радіальним дифуззором; б) – без радіального дифуззора

Для такої конструкції нагнітача критично важливим стає використання моделі з урахуванням виправлення на кривизну ліній струму, тому що витрата усмоктування, обчислена з урахуванням виправлення, для багатьох моделей розрахунку, на порядок перевершує витрату всмоктування, обчислену без урахування виправлення на кривизну.

Виникнення негативної витрати середовища, що всмоктується у нагнітач добре видно на рис. 3.14, де показане поле векторів швидкості у ВКН. Витрата, всмоктувана в нагнітач формується біля осі вихрової камери, витрата середовища, що викидається з пристрою – по периферії осьового каналу входу, що можна побачити на рисунку.

3.8. Результати верифікації методу DES для розрахунку течії у вихорокамерному нагнітачі

Сітка складалася з 22 млн. елементів для розрахунку ВКН з радіальним дифузором та з 9 млн. елементів – для ВКН без радіального дифузору, та була побудована таким чином, щоб забезпечити параметр $Y^+ < 2$. Більше число елементів, ніж в попередніх розрахунках, обумовлено тим, що використання методу DES вимагає більш дрібних сіток. Верифікація була проведена за інтегральними параметрами, а також за кінематичними, шляхом порівняння величини статичного тиску на верхній торцевій кришці пристрою (рис. 3.15). На рисунку тиск і радіус віднесені до тиску живлення p_s й радіусу вихрової камери R відповідно. Експериментальні дослідження проведені в роботі [157].

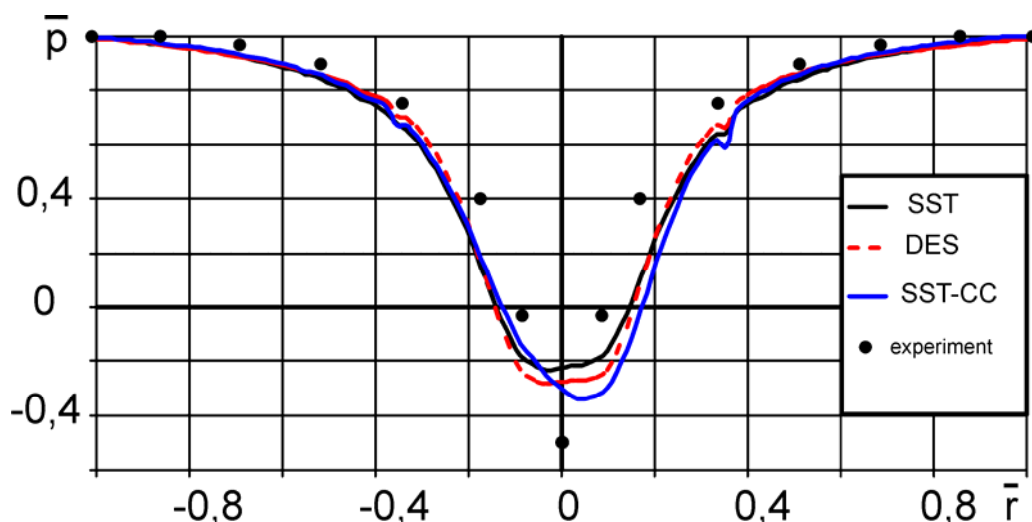


Рисунок 3.15 – Розподіл тиску вздовж радіуса вихрової камери апарата з радіальним дифузором

Аналізуючи розподіл тиску вздовж радіусу камери можна прийти до висновку про те, що гібридна модель турбулентності DES не дозволяє, так само як і модель SST, точно розрахувати значення вакууму на осі вихрової камери. Похибка становить близько 20 %. Однак, як йде з рис. 3.16, а, DES модель прогнозує практично правильні, на 20 % більші, ніж модель SST, значення вакууму на осі в горлі осьового дифузора на вході у вихрову камеру. Крім того, як видно з рис. 3.16, б, за допомогою DES моделі можна більш адекватно описати вихрові структури поблизу осі вихрової камери [90, 210], а також прецесію вихрового ядра, що не дозволяє зробити SST модель турбулентності [308].

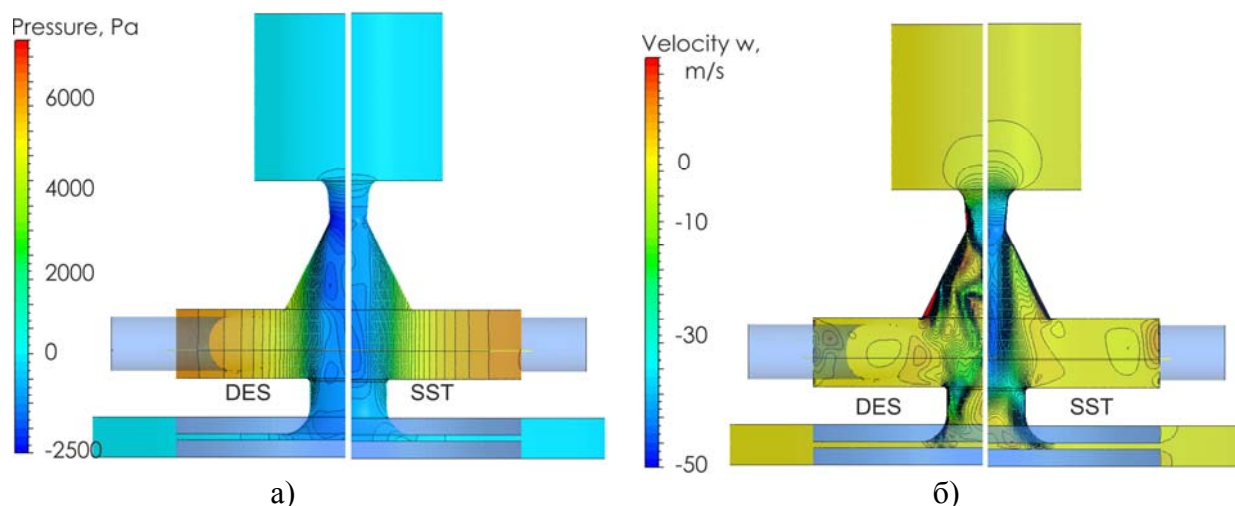


Рисунок 3.16 – Картина течії рідини у ВКН з радіальним дифуздором із закритим вихідним тангенціальним каналом: а) – поле тисків; б) – поле осьових швидкостей

На рис. 3.17 наведені картини течії у ВКН при його нормальному режимі роботи з надходженням середовища, що перекачується в тангенціальний канал виходу.

При нормальному режимі роботи нагнітача спостерігаються трохи менші ступені закручення потоку, чим при роботі із закритим вихідним каналом. Застосування DES мало змінює картину течії в пристрої. Можна бачити трохи більше розрідження в горлі в осьовому дифуздорі при розрахунку SST моделі, з чим пов'язана менша похибка розрахунку витрати, всмоктуваної в пристрій (рис. 3.18).

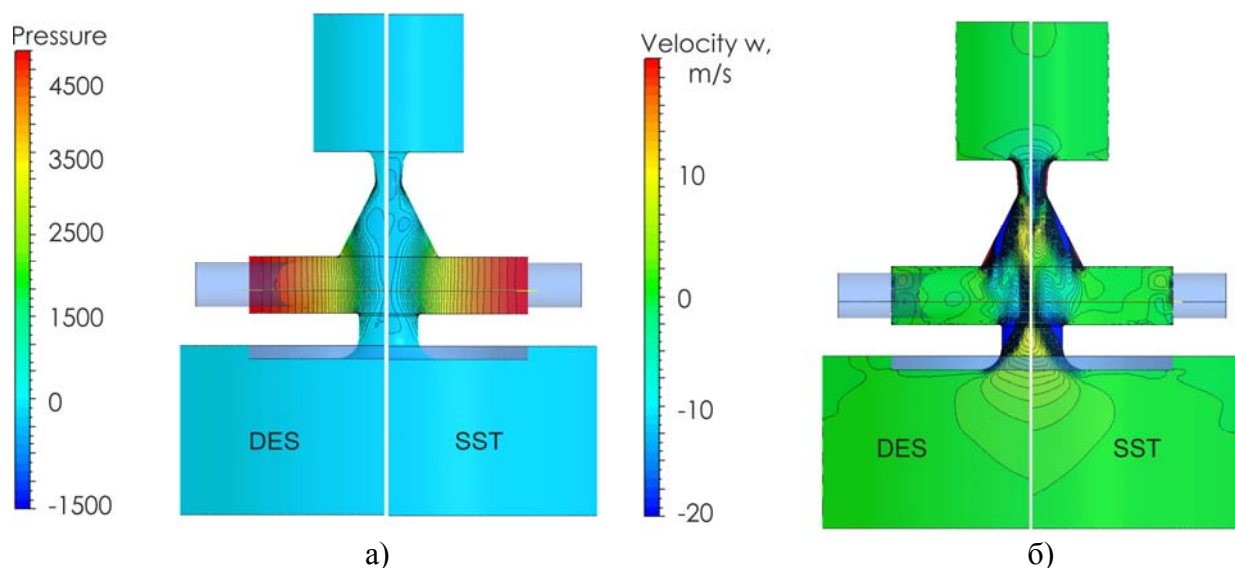


Рисунок 3.17 – Картина течії рідини в ВКН в нормальному режимі роботи без радіального дифузора: а) – поле тисків; б) – поле осьових швидкостей

Різниця у витратах виникає внаслідок різної величини вакууму, що виникає на осі апарата. Спостерігається якісний збіг розрахункової картини течії в пристрої та течії в експериментальній моделі. Параметри течії у дренажному каналі добре погодяться з даними експериментальних і теоретичних досліджень

вихрових камер клапанів і нагнітачів [42, 69, 100, 134, 203, 214, 266], крім того, більше наближення до експериментальних картин течії мають результати розрахунку з використанням гібридної моделі турбулентності DES.

З іншого боку, більш якісний опис картини течії в ВКН за допомогою гібридної моделі DES не призвів до зменшення похибок розрахунку при порівнянні за інтегральними параметрами течії (рис. 3.18). Порівняння результатів розрахунку з експериментальними дослідженнями було зроблено за наступними інтегральними параметрами: об'ємна витрата в каналі живлення Q_s , об'ємна витрата, що всмоктана в пристрій Q_{in} , статичний тиск у вихідному каналі p_e й для нормального режиму роботи нагнітача – об'ємна витрата виходу в тангенціальному каналі Q_e . На рисунках не наведені результати порівняння за іншими інтегральними параметрами, тому що розбіжність за ними не перевищувала 5 % і не залежала від досліджуваних моделей турбулентності. Істотні похибки спостерігаються тільки у визначенні об'ємної витрати, середовища, що всмоктується в пристрій Q_{in} , і ці похибки досягають 70...80 % залежно від моделі турбулентності, ступеня закручення потоку й від проточної частини ВКН. Як видно, з рис. 3.18, застосування гібридної моделі не дозволило зменшити похибка розрахунку, і вона залишається порівнянною з похибкою інших моделей турбулентності, зокрема SST.

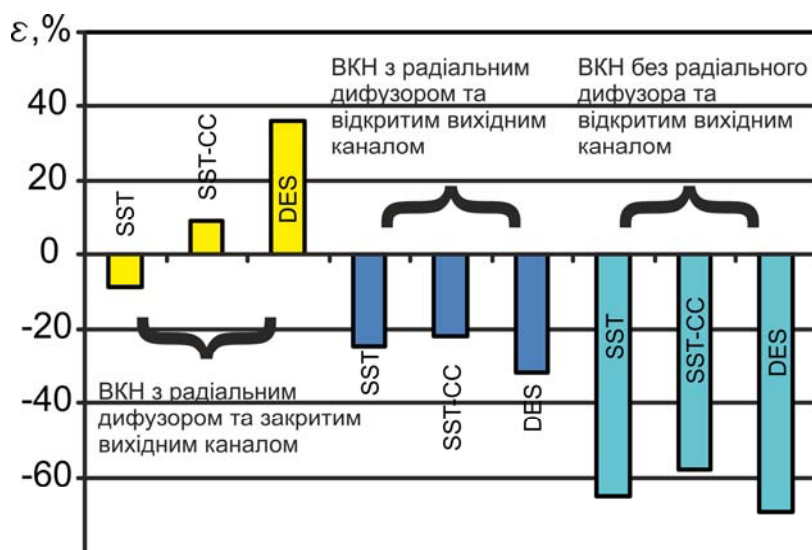


Рисунок 3.18 – Похибки результатів розрахунку об'ємної витрати всмоктування у ВКН

Отже, застосування гібридної моделі турбулентності DES дозволяє домогтися більш якісного опису поля течії, вихрових структур, але не дозволяє зменшити похибки розрахунку інтегральних параметрів. При оптимізації вихрових пристроїв, і вихорокамерних нагнітачів зокрема, краще використати SST модель турбулентності з виправленням на кривизну ліній струму й обертання потоку, тому що ця модель не вимагає, на відміну від гібридних моделей, істотного ступеня здрібнювання сітки, а, отже, час розрахунку істотно менше, як і менше вимоги до продуктивності комп'ютерної системи.

На рис. 3.19–3.21 наведені радіальна, тангенціальна та осьова компоненти швидкості у вихровій камері ВКН, розраховані за методом DES. Результати

розрахунків швидкості добре погоджуються з даними наведеними в [205, 212] для пристроїв вихрового типу. Біля осі формується зона вторинної течії, внаслідок якої з'являється можливість перекачування середовищ за допомогою ВКН.

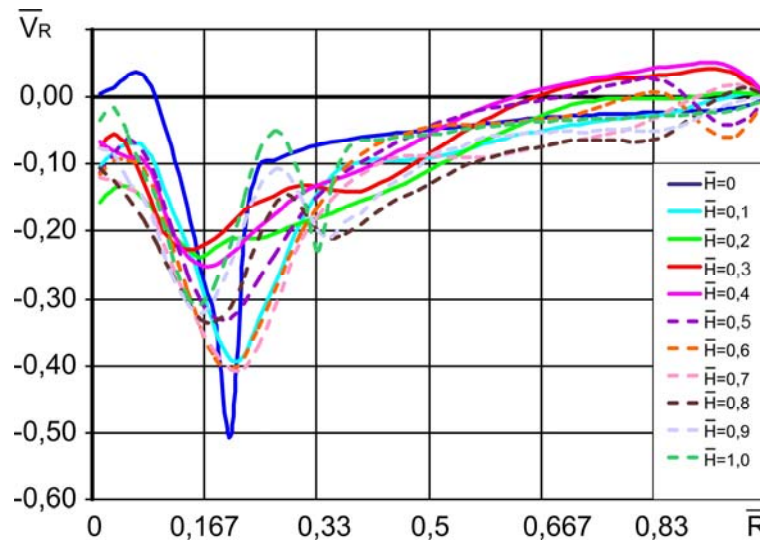


Рисунок 3.19 – Розподіл радіальних швидкостей течії у вихровій камері ВКН

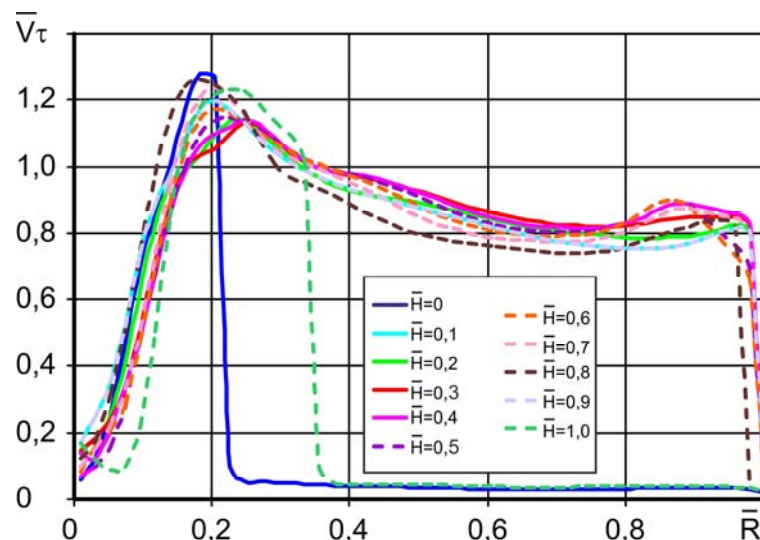


Рисунок 3.20 – Розподіл тангенціальних швидкостей течії у вихровій камері ВКН

Розподіл тангенціальної швидкості біля осі близький до закону обертання твердого тіла, а на периферії вихрової камери – до постійної циркуляції швидкості. Розподіл швидкостей розраховано для нормального режиму роботи ВКН, тобто в режимі перекачування. Усі швидкості віднесені до швидкості в каналі живлення. Розподіли компонентів швидкості розраховані у площинах з інтервалом відносної висоти вихрової камери $\bar{H} = 0,1$. Загалом кажучи, на рисунках наведені швидкості тільки для половини камери, але необхідно зауважити, що картина є не вісесиметричною. Існує деяка різниця між розподілом швидкостей в кожній з половин камери, що пов'язано з наявністю двох не вісесиметрично розташованих тангенціальних каналів входу та виходу.

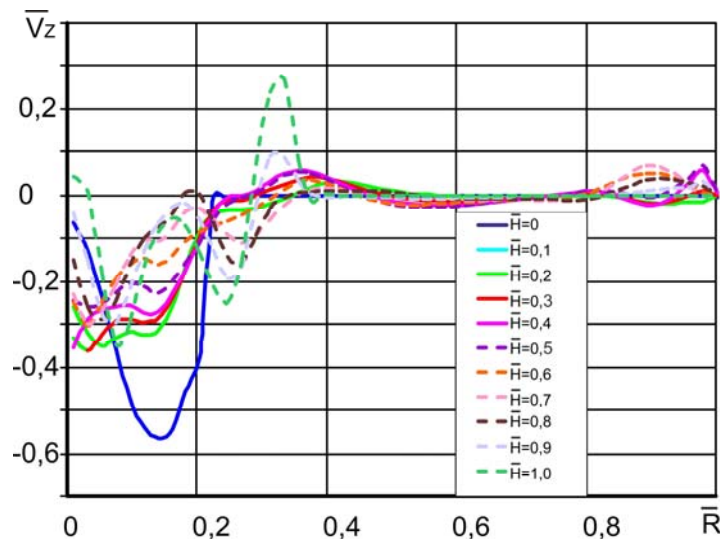


Рисунок 3.21 – Розподіл осьових швидкостей течії у вихровій камері ВКН

За результатами верифікації розрахунків течії у ВКН можна зробити наступні висновки:

1. Для роботи ВКН в режимі із закритим вихідним каналом похибка розрахунку тиску на виході з апарата p_e з радіальним дифузором і без нього не перевищує 5 % для всіх моделей. Похибка розрахунку витрати живлення Q_s для всіх моделей коливається в межах 5...13 % й є найменшою для моделі стисливої рідини без введення корекції на кривизну ліній струму, та становить близько 5 %. Для моделей із введенням виправлення – порядку 10 %. Похибка розрахунку витрати, всмоктуваної в апарат із зовнішнього середовища Q_{in} для всіх моделей, коливається в межах 10...60% й є найменшою для моделі нестисливої рідини з урахуванням корекції на кривизну ліній струму й обертання потоку й складає 10 %. Більш точне рішення отримане для вихрового апарата з радіальним дифузором.

2. Найбільш підходящою моделлю для розрахунку течії у вихрових клапанах та у вихорокамерних нагнітачах у режимі закритого вихідного каналу є модель нестисливої рідини з урахуванням корекції кривизни ліній струму й обертання потоку. Ця модель, хоча й не відрізняється особливою точністю при розрахунку тиску на виході з апарата, і витрати живлення, дає найменшу похибку при розрахунку вакууму біля осі обертання у вихровій камері потоку незалежно від геометрії вихрового апарата, на відміну від інших моделей.

3. Для роботи ВКН в нормальному режимі використання виправлення на кривизну ліній струму й обертання потоку дозволяє обчислити витрату усмоктування на 5...15% точніше, у зв'язку з більш точним розрахунком величини вакууму на осі. При розрахунках ВКН без радіального дифузора, похибка обчислення витрати усмоктування більше, ніж похибка для ВКН із дифузором. Для такої конструкції нагнітача критично важливим стає використання моделі з урахуванням виправлення на кривизну ліній струму, тому що витрата всмоктування, обчислена з урахуванням виправлення, для багатьох моделей розрахунку, на порядок перевершує витрата всмоктування, обчислену без урахування виправлення на кривизну.

4. Отримано на основі аналізу розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери, що гібридна модель турбулентності DES не дозволяє, так само як і модель SST, точно розрахувати значення вакууму на осі вихрової камери. Похибка становить порядку 20 %. Однак, DES-модель пророкує практично правильні, на 20 % більші, ніж модель SST, значення вакууму на осі в горлі осьового дифузора на вході у вихрову камеру. Крім того, за допомогою DES-моделі можна більш адекватно описати вихрові структури поблизу осі вихрової камери, а також прецесію вихрового ядра, що не дозволяє зробити SST-модель турбулентності.

5. Похибки розрахунку майже всіх інтегральних параметрів течії зменшуються зі зростанням числа елементів розрахункової сітки практично для усіх використаних моделей розрахунку (SST-модель стисливої та нестисливої рідини, із урахуванням коригування на кривизну ліній струму та обертання потоку, та метод DES). Починаючи з приблизно 6...7 млн. елементів, точність розрахунку перестає змінюватися, що говорить про те, що при такій кількості елементів розрахункової сітки точність розрахунку практично вже не залежить від розміру сітки.

6. Якщо моделюється робота ВКН із детальною сіткою з числом елементів, яке перевищує 5 млн., доцільніше використати тетрагональну сітку, внаслідок більш складної процедури побудови гексагональної, особливо в умовах геометрії, яка часто змінюється з метою оптимізації геометричних параметрів вихорокамерних нагнітачів.

7. Для методу DES число елементів повинно бути дещо більшим, ніж при застосуванні SST, внаслідок того, що цей метод потребує значно дрібнішої сітки через використання LES методу для елементів сітки розміром Δ . Це необхідно для забезпечення мінімальної похибки. Так, мінімально необхідна кількість елементів повинна перевищувати 15 млн.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ

4.1. Загальні положення

Метою експериментальних досліджень було:

- визначення енергетичних характеристик ВКН і удосконалення конструкцій шляхом дослідження роботи на різних гетерогенних середовищах із включенням газових пухирців та твердих частинок;
- зведення експериментально отриманих характеристик двох режимів роботи нагнітачі до однієї універсальної характеристики;
- знаходження залежності коефіцієнту корисної дії нагнітача від геометричних та режимних факторів;
- знаходження найбільшого розрідження на осі вихорокамерного нагнітача та розподілу тисків вздовж радіусу вихрової камери для подальшого порівняння із розрахунковими залежностями та верифікації моделей турбулентності;
- знаходження інтегральних параметрів роботи нагнітача таких як: тиск на вході та виході з нагнітача; витрати в каналах входу, виходу та всмоктування для проведення верифікації математичних моделей;
- знаходження автомодельних за числом Рейнольдсу витрат гетерогенних середовищ: твердої та рідинної фази;
- візуальне порівняння траєкторій руху газових пухирців та твердих частинок із розрахунковими траєкторіями;
- дослідження роботи ВКН на різних режимах із широким діапазоном зміни тисків та витрат в каналі живлення, густини робочого середовища для отримання критеріїв подібності;
- встановлення адекватності отриманих математичних моделей на якісному та кількісному рівнях, вірогідності отриманих теоретичних висновків та положень.

Всі характеристики нагнітачів знімалися на спеціально виготовлених експериментальних стендах і моделях кафедри "Гідрогазодинаміка" Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Схеми експериментальних стендів і моделей вихорокамерних нагнітачів наведені нижче на відповідних рисунках.

4.2. Експериментальні стенди

4.2.1. Пневматичний експериментальний стенд. Пневматичний стенд (схема наведена на рис. 4.1) призначений для дослідження характеристик вихорокамерних нагнітачів при роботі на однорідному середовищі - повітрі. Для досягнення поставлених цілей була розроблена спеціальна експериментальна установка і прозора модель нагнітача із діаметром вихрової камери 60 мм.

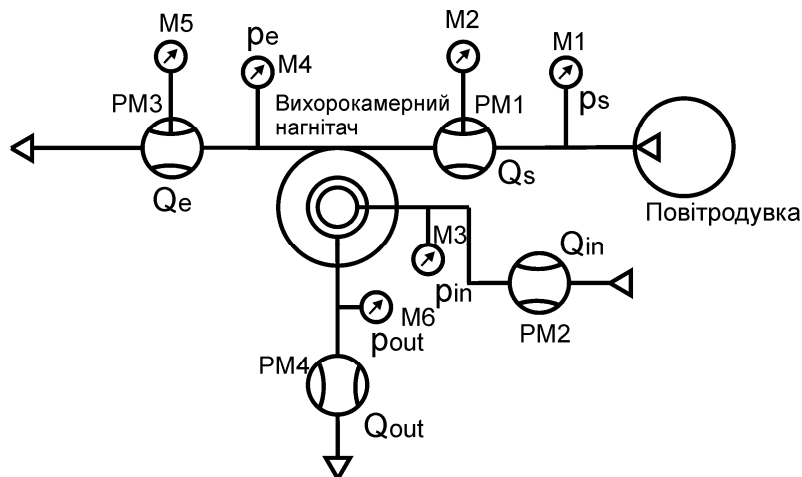


Рисунок 4.1 – Схема пневматичного стенду

Більш докладно схема експериментального пневматичного стенду розглянута та наведена в [205], де даний стенд використався для проведення досліджень статичних й динамічних характеристик елементів та пристроїв струминної арматури.

Силовa частина пневматичного стенду складається з 2-х східчастого компресора типу КСЕ-5, манометра М1 для виміру тиску, чотирьох ресиверів з фільтрами вологомасловідділювачами заводу "Калібр". Витрата, яку може подавати компресор сягає $10 \text{ м}^3/\text{хв.}$ при тиску до 0,8 МПа.

Пневматична частина стенду складається з ресивера з манометром, що показує тиск у системі, й чотирьох редукційних клапанів, тиск яких контролюється манометрами. Два редукційні клапани типу В57 -16 мають велику пропускну спроможність порівняно з іншими двома, які призначені для живлення через ресивер пристрою подачі східчастого сигналу. Редукційні клапани В57-16 мають тиск на вході до 0,6 МПа, на виході – $0 \dots 0,6 \text{ МПа}$.

Вимірювальна частина стенду складається з підсилювальної апаратури й апаратури, що реєструє. Вимірювальна система складається з тензометричної станції 4ТУ В6 ТД й магнітоелектричного осцилографа Н-115.

Повітря, очищене від вологи й пилу, з силової частини установки надходить у ресивер ємністю $0,15 \text{ м}^3$ через редукційний клапан. Температура повітря вимірюлася термометрами типу ТЛ4. Відхилення температури не перевищувало 1К.

Повітря, що підводиться до редукційних клапанів для подачі тиску живлення проходить через ресивер, який постачено зразковим манометром типу М1127 з діапазоном вимірів $0 \dots 0,6 \text{ МПа}$ та класом точності 0,05.

Клапани подачі тиску живлення в нагнітач мали $d_y=25\text{мм}$, та були постачені зразковими манометрами типу М-1127 з діапазонами вимірів $0-0,6 \text{ МПа}$ з класом точності 0,05.

Пневматичний експериментальний стенд застосовувався не тільки для вимірів характеристик вихорокамерних нагнітачів, що працюють на однорідному середовищі, а й для вимірів характеристик нагнітачів при перекачуванні сипких твердих середовищ для подачі повітря в тангенціальний канал входу в якості основного потоку.

Витрата, з якою перекачується повітря, на пневматичному стенді, вимірялася за допомогою витратомірного пристрою РМ1. Витрата, що надходить у тангенціальний канал виходу вимірялася за допомогою витратомірного пристрою РМ3. Витрати повітря, що всмоктується через осьові канали входу, вимірялася за допомогою витратомірних пристроїв РМ2 та РМ4. Перепад тиску на витратомірних пристроях вимірявся за допомогою мікроманометрів М2 на витратомірному пристрої РМ1, М3 – РМ2, М5 – РМ3 та М6 – РМ4.

4.2.2. Пневматичний експериментальний стенд для дослідження пневмотранспорту. При перекачуванні твердих часток за допомогою газу основними параметрами нагнітача є масові витрати на виході з насоса і витрата у дренажному каналі. Для дослідження впливу сили тяжіння було досліджено різні положення нагнітача, як показано на рис. 4.3 (На схемах позначено: ПД – повітродувка, Др – дросель). При дослідженні робочих характеристик нагнітача на сипучих середовищах масові витрати вимірялися об'ємним способом. На рис. 4.2 показано фотографію експериментального зразка вихорокамерного нагнітача.

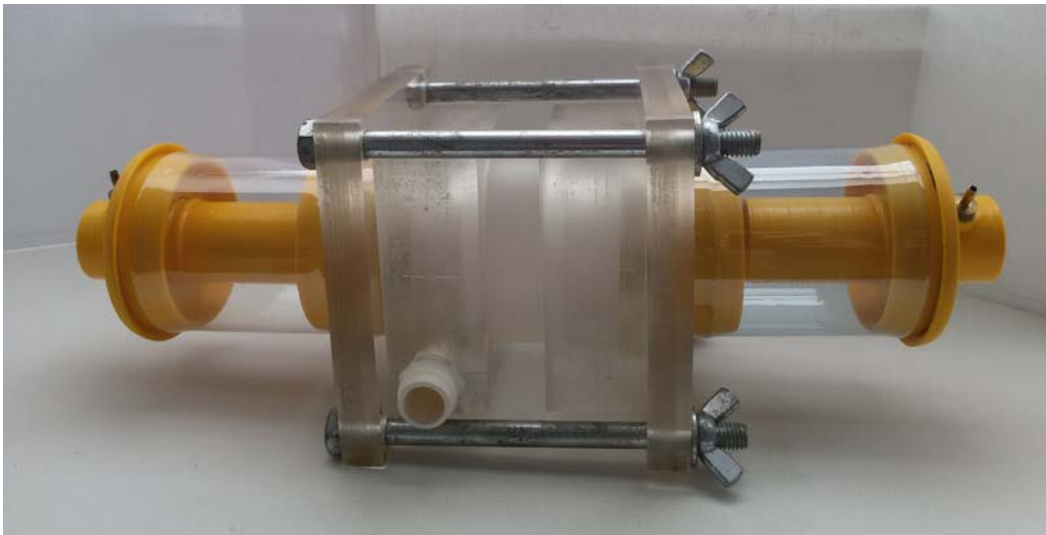


Рисунок 4.2. – Експериментальний зразок ВКН

При проведенні експериментальних досліджень було передбачено можливість роботи нагнітача з двома вхідними тангенціальними каналами та двома вихідними тангенціальними каналами. У випадку необхідності один з каналів закривався.

Відмінність установок, наведених на рис. 4.3 складається в експериментальній перевірці можливості всмоктування твердого середовища за рахунок вакууму, що утворюється біля осі вихрової камери, а також дослідження характеристик перекачування при потраплянні твердих часток знизу вгору, та зверху вниз.

На рис. 4.4 наведено фотографію пневматичного експериментального стенду для дослідження характеристик вихорокамерних нагнітачів при перекачуванні гетерогенних середовищ типу «газ-тверде», тобто у пневмотранспорті.

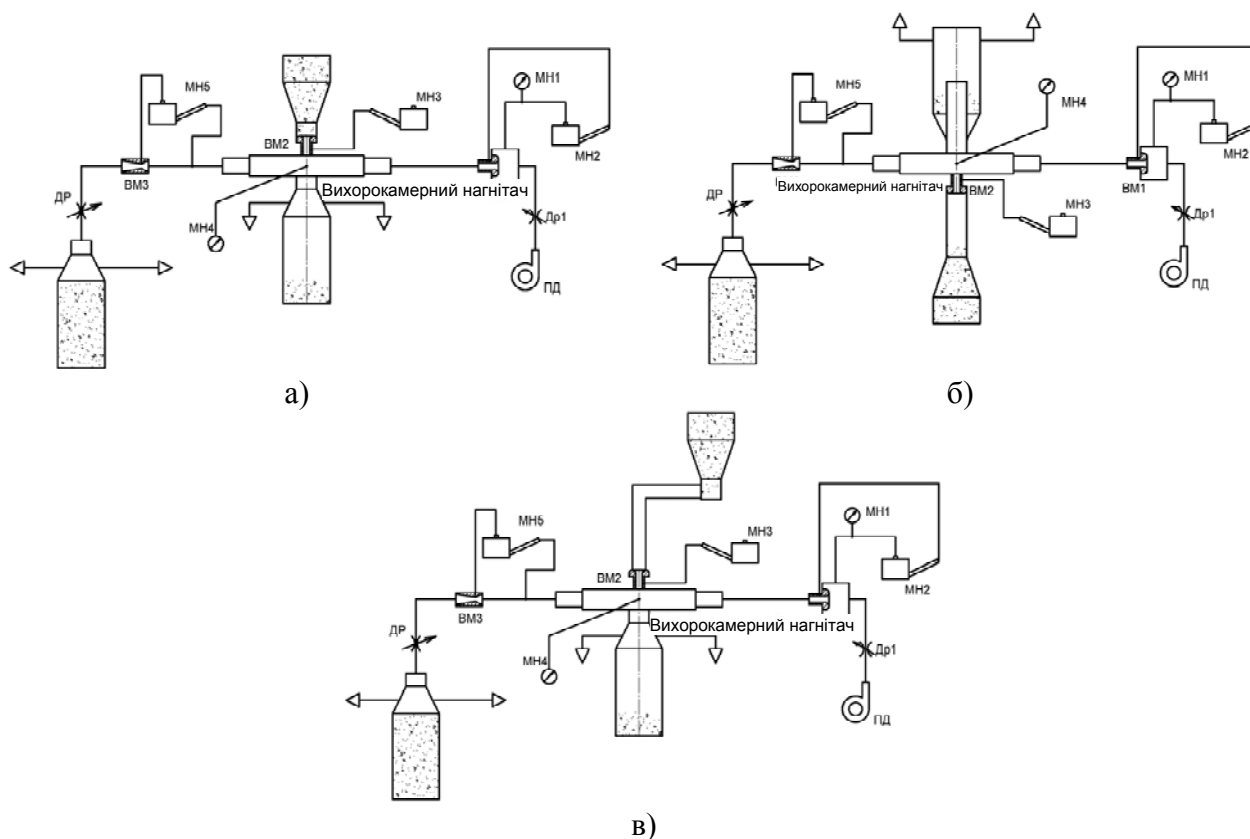


Рисунок 4.3 – Схеми експериментальних установок: а) – тверді частинки потрапляють у нагнітач під дією сили тяжіння; б) – тверді частинки переборюють силу тяжіння; в) – тверді частинки потрапляють у нагнітач під дією сили тяжіння і вакууму по осі насоса



Рисунок 4.4 – Експериментальний стенд для досліджень характеристик ВКН при використанні в пневмотранспорті

4.2.3. Гідравлічний експериментальний стенд. Гідравлічний стенд (схема наведена на рис. 4.4) призначений для дослідження характеристик вихорокамерних нагнітачів при роботі як на однорідному середовищі – воді так і на гетерогенному середовищі – «вода-тверде», тобто в гідротранспорті. Для досягнення поставлених цілей була розроблена спеціальна експериментальна установка і прозора модель нагнітача із діаметром вихрової камери 60 мм.

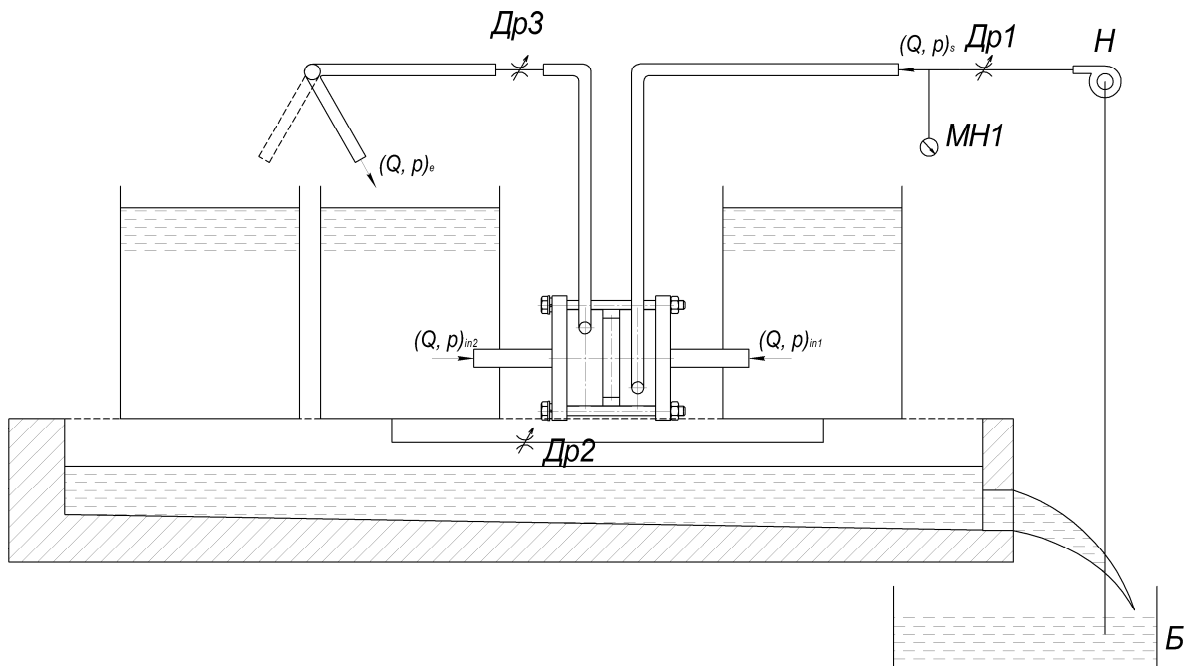


Рисунок 4.4 – Схема гідралічного стенду



Рисунок 4.5 – Фотографії експериментального зразка при роботі на воді та утворення вихрового шнуру

Для збільшення точності визначення витрати рідини в різних каналах використався об'ємний спосіб, при якому похибка складала 0,5 %. Для визначення тисків в каналах та вакууму біля осі обертання рідини у вихровій камері використали зразкові манометри з діапазонами вимірів 0...0,6 МПа та класом точності 0,05.

При експериментальних дослідженнях роботи ВКН на воді використалася прозора модель із можливістю фіксування утворення вихрового газового шнуру біля осі обертання рідини у вихровій камері (рис. 4.5) та подальшою перевіркою адекватності математичних моделей поведінки газових пухирців у вихровій камері та можливості їх евакуації.

Також, порівнювалися фізичні картини течії із розрахунковими на кожному етапі досліджень.

4.3. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура

На різних етапах експериментальних досліджень енергетичних характеристик вихорокамерних нагнітачів використалися, по можливості, зразкові прилади та апаратура, відносна похибка яких не перевищувала 1%. Методика експерименту й приладів була такою, щоб задовольнити вимоги точності [2, 64, 221]. Для виміру тиску, витрати, температури, питомої маси, переміщення використалися стандартні прилади й методики розрахунку. Для забезпечення високої точності витрата повітря у дослідях вимірювалась за допомогою дроселюючих пристроїв – трубок Вентурі та сопел. Перепади тисків на витратомірних пристроях вимірюлася за допомогою мікроманометрів типу ММН із максимальною абсолютною похибкою виміру 8 Па, а мінімальною – 2 Па. Температура вимірюлася термометрами ртутними скляними ГОСТ 2045-71 з похибкою не більше 1°C . Вимір повітряного тиску проводився барометром-анероїдом (барометр-анероїд контрольний М67, діапазон виміру тиску 610...790 мм.рт.ст., границя похибки, що допускається ± 0.8 мм.рт.ст.). Абсолютна похибка, обумовлена класом точності, становила 26,6 Па [125, 158].

Тиски живлення й на виході з насоса, для одержання високої точності виміру, вимірюлися чашковими манометрами з похибкою не більше 10 Па.

Переміщення торцевої стінки вихрової камери, при дослідженнях розрізнення по осі камери контролювалося індикаторами годинного типу (ГОСТ 577-68, ціна поділки $0.01 \cdot 10^{-3}$ м, границя основної похибки, що допускається $\pm 20 \cdot 10^{-6}$ м).

При дослідженнях транспортування сипких твердих середовищ маса переміщуваного матеріалу вимірюлася за допомогою лабораторних ваг ГОСТ 14704-69 з похибкою 4 г. При об'ємному способі визначення витрат, час, вимірювався за допомогою секундомірів механічних ДСТ 5072-72 із середньою похибкою 0,2 с.

4.4. Методика обробки експериментальних даних й оцінка похибок вимірів

4.4.1. Порядок виконання обробки експериментальних досліджень. При виконанні n вимірів величини x – за допомогою приладу, що має систематичну похибку δ , знаходили середню величину $\bar{x}$ та довірчий інтервал Δx при довірчій імовірності α [2, 64, 221]. У всіх наших вимірах довірна ймовірність приймалася постійною й рівною $\alpha = 0,95$.

1. У загальному випадку на першому етапі робилася перевірка нормальності розподілу випадкових похибок. Для рішення цієї задачі використався критерій Пірсона. У всіх вимірах виконувався нормальний закон розподілу похибок.

2. Розрахунок найбільш імовірного середнього арифметичного значення

$$\Delta x = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}.$$

3. Розрахунок оцінки середньоквадратичного відхилення результату окремого спостереження

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}.$$

4. Перевірка результату спостережень на наявність грубих похибок. Визначалася величина $t_r = \frac{x_i - \bar{x}}{S_n}$. Для обраного рівня значимості $q=5\%$ визначалися табличні значення $t_{\Gamma T}$. Якщо $t_r > t_{\Gamma T}$ величина відкидалася та повторно розраховувалася величина середнього арифметичного й оцінка середньоквадратичного відхилення [64].

5. Апроксимація залежностей вироблялася методом регресійного аналізу, заснованому на методі найменших квадратів, у припущенні, що розподіл випадкових похибок носить нормальний (гаусовський) характер.

Розрахунок похибок виміру вироблявся за наступними співвідношеннями [2, 64, 221]:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2},$$

де систематична похибка приладу σ_S розраховувалася за наступною залежністю:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2},$$

де σ_A – похибка приладу; σ_O – похибка зчитування.

Випадкова похибка σ_R розраховувалася на основі теорії малих вибірок [64].

$$\sigma_R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{(n-1)n}$$

Для розрахунку довірчого інтервалу з урахуванням виправлення Стюдента t_{st} на кінцеве число дослідів [2, 221], у границях якого перебувають всі (випадкові) похибки вимірів середнього значення фактора, використалося співвідношення:

$$|\Delta \bar{x}| = t_{st} \sigma.$$

У більшості випадків кількість вимірів перебувала в діапазоні 5...10.

Остаточний результат паралельного виміру представляється в наступному вигляді:

$$x = \bar{x} \pm \Delta x,$$

при цьому обов'язково вказувалася довірна ймовірність, для якої приймалося виправлення Стюдента. В усіх випадках аналізувалися також похибки зчитування [64].

Для непрямих вимірів відносна похибка визначалася за наступною залежністю:

$$\Delta \bar{\Pi} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \ln \Phi}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2},$$

де Π – параметр; Φ – функція, що описує рівняння виміру; x_i – безпосередньо обмірювані величини, які входять у рівняння виміру й Δx_i – похибки обмірюваних величин. До непрямих вимірів відносяться виміри витрат в каналах нагнітача.

4.4.2. Систематичні похибки при непрямих вимірах. Згідно формул, наведених вище, систематична похибка при непрямих вимірах густини [64, 125]

$$\delta_p = \sqrt{\delta_p^2 + \delta_T^2} = 3,3 \cdot 10^{-4},$$

де відносні похибки: $\delta_p = 0,27 \cdot 10^{-4}$ – визначення атмосферного тиску; $\delta_T = 3,3 \cdot 10^{-4}$ – визначення температури.

2. Для витрат

$$\begin{aligned} \delta_Q &= \sqrt{\delta_\mu^2 + \delta_f^2 + 0,25\delta_{\Delta p}^2 + 0,25\delta_p^2}; \\ \delta_{Qs} &= \sqrt{\delta_\mu^2 + \delta_{fs}^2 + 0,25\delta_{\Delta p}^2 + 0,25\delta_p^2} = 0,009; \\ \delta_{Qe} &= \sqrt{\delta_\mu^2 + \delta_{fe}^2 + 0,25\delta_{\Delta p}^2 + 0,25\delta_p^2} = 0,0085; \\ \delta_{Qin} &= \sqrt{\delta_\mu^2 + \delta_{fin}^2 + 0,25\delta_{\Delta p}^2 + 0,25\delta_p^2} = 0,0125; \end{aligned}$$

де відносні похибки: $\delta_\mu \leq 0,005$ – коефіцієнта витрати трубок Вентурі або сопел; $\delta_f = 2\delta_d \leq 0,01$ – площі перетину; $\delta_{\Delta p} \leq 0,02$ – різниці тиску.

3. Для масових витрат твердих сипучих середовищ і води

$$\delta_m = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_t^2} = 0,0021;$$

де відносні похибки: $\delta_M = 0,002$ – визначення маси; $\delta_t = 6,67 \cdot 10^{-4}$ – визначення часу.

4. Для потужностей

$$\delta_N = \sqrt{\frac{\Delta p + \Delta(\rho V^2)}{(\bar{p} + \rho V^2)}} + \delta_Q^2;$$

$$\delta_{Ns \max} = \sqrt{\frac{\Delta p_s + \Delta(\rho V_s^2)}{(\bar{p}_s + \rho V_s^2)}} + \delta_{Qs}^2 = 0,01; \quad \delta_{Ne \max} = \sqrt{\frac{\Delta p_e + \Delta(\rho V_e^2)}{(\bar{p}_e + \rho V_e^2)}} + \delta_{Qs}^2 = 0,01;$$

де відносні похибки: $\frac{\Delta p_s + \Delta(\rho V_s^2)}{(\bar{p}_s + \rho V_s^2)} = 0,0035$ – визначення тиску в каналі живлення; $\frac{\Delta p_e + \Delta(\rho V_e^2)}{(\bar{p}_e + \rho V_e^2)} = 0,003$ – визначення тиску у вихідному каналі.

5. Для ККД

$$\delta_{\eta \max} = \sqrt{\delta_{Ns}^2 + \delta_{Ne}^2} = \sqrt{0,015^2 + 0,0125^2} = 0,0195$$

4.4.3. Регресійний аналіз й оцінка похибок апроксимацій. Коефіцієнти прийнятої апроксимаційної моделі знаходилися на основі методу найменших квадратів [2, 65]. Оцінка відхилення розрахованих за допомогою регресійного рівняння й експериментальних результатів у всіх випадках була однаковою, а методика її одержання викладена нижче. Ступінь розсіювання експериментальних і розрахункових точок оцінювалася дисперсією адекватності, що визначалася як сума квадратів відхилень, віднесена до числа ступенів вільності [2].

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum \Delta y_k^2}{f},$$

де ступінь вільності $f = k - (n + 1)$ – різниця між числом k дослідів і числом коефіцієнтів апроксимаційної моделі $n + 1$, які розраховуються за результатами незалежних дослідів.

Перевірка адекватності даних, отриманих на математичних моделях експериментально отриманим даним, проводилася на основі критерію Фішера [2, 65].

$$F_F = \frac{S_{ad}^2}{S_e^2},$$

де S_e^2 – дисперсія відтворюваності.

Математична модель є адекватною, якщо розрахункове значення критерію Фішера менше табличного:

$$F_F < F_{FT}.$$

Усі наведені в дисертації залежності відповідають критерію Фішера, тобто є адекватними.

4.4.4. Методика й порядок проведення експериментальних досліджень. При дослідях ВКН контролювалися значення чисел Рейнольдсу так, щоб їх значення знаходилися в автомобельній зоні та становили не менш ніж 10^4 . Прилади та апаратура, яка використана при експериментальних дослідженнях описана в розділі 4.2.2 (схема) и 4.3 (вимірювальні прилади). Числа Маху були значно меншими одиниці, що дало можливість не враховувати стискальність повітря та використати отримані значення й рекомендації без перерахування.

При дослідженні роботи насоса на газоподібних робочих середовищах об'ємні витрати розраховувалися за формулами:

$$Q_i = (\mu f)_{pi} \sqrt{\frac{2\Delta p_{pi}}{\rho}};$$

$$Q_{out} = Q_s + Q_{in} - Q_e,$$

де Q_i – об'ємні витрати Q_s, Q_{in}, Q_e ; $(\mu f)_{pi}, (\mu f)_{p1}, (\mu f)_{p2}, (\mu f)_{p3}$ – ефективна площа витратомірів ВМ1, ВМ2 і ВМ3 відповідно; $\Delta p_{pi}, \Delta p_{p1}, \Delta p_{p2}, \Delta p_{p3}$ – перепад тиску на витратомірах ВМ1, ВМ2 і ВМ3 відповідно; ρ – густина повітря перед витратомірами.

Розрахунок коефіцієнта корисної дії вихорокамерного нагнітача проводився за співвідношенням:

$$\eta = \frac{N_e}{N_s} = \frac{p_e - p_{in} + \frac{\rho}{2}(V_e^2 - V_{in}^2)}{p_s - p_e + \frac{\rho}{2}(V_s^2 - V_e^2)} \left(\frac{Q_{in}}{Q_s} \right), \quad (4.1)$$

де N_e, N_s – корисна та витрачена потужності вихідного й живильного потоків відповідно; V_e, V_s – швидкості рідини в тангенціальних каналах виходу й живлення відповідно.

Використання формули (4.1) продиктовано можливістю порівняння ККД із струминними нагнітачами усіх типів, та взята з [15].

На рис. 4.6 наведено візуальне порівняння гідродинамічних параметрів таких як, кут розкриття струменя у ВКН в експерименті та математичним моделюванням.

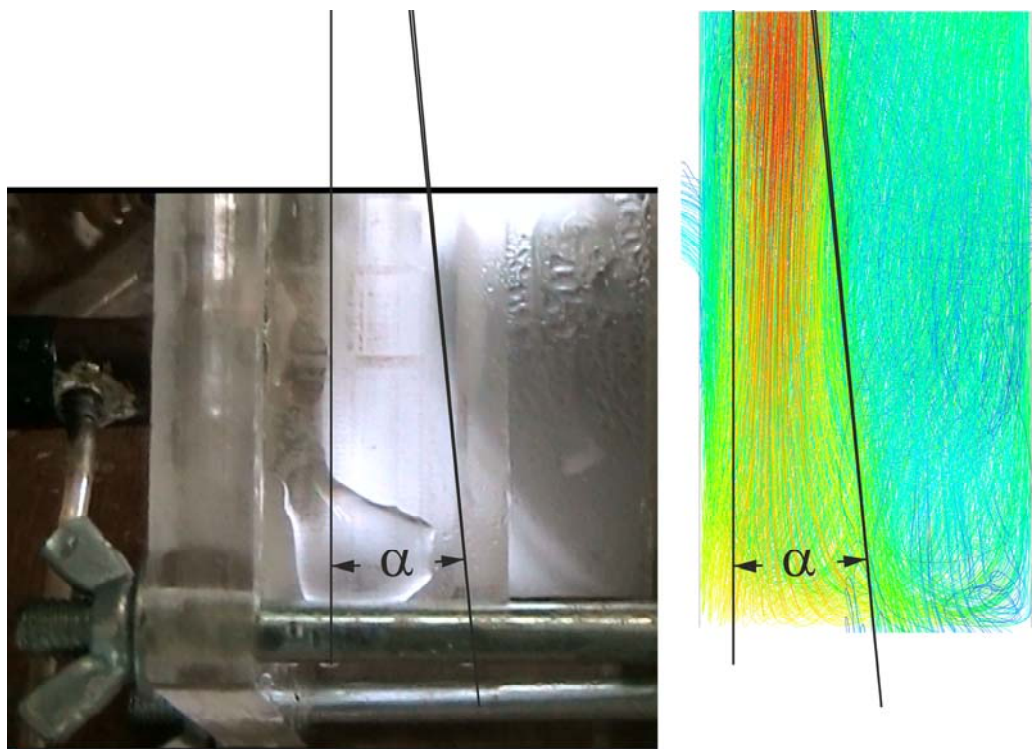


Рисунок 4.6 – Візуальне порівняння куту розкриття струменя активного потоку у вихровій камері

Результати експериментальних досліджень енергетичних досліджень були використані при верифікації математичних моделей та обирання найкращої, а також при порівнянні результатів удосконалення умов всмоктування в нагнітач з експериментом, тому в цьому розділі не наведені.

4.5. Експериментальні дослідження робочих характеристик вихорокамерних нагнітачів із двостороннім всмоктуванням

Як було показане раніше в розділі 2.1 при роботі вихорокамерного нагнітача можлива реалізація двох режимів роботи: із скиданням середовища в дренажний канал та без. При другому режимі, тобто із двостороннім всмоктуванням середовища, яке перекачується, весь основний потік виходить у вихідний патрубок, передаючи обертання ядру потоку за рахунок сил турбулентного тертя, подібно ежекторам. При наявності подібності з ежекторами в процесі передачі енергії ядру потоку за допомогою турбулентного обміну, розходження полягає у використанні відцентрової сили, що поліпшує характеристики нагнітача за рахунок зниження втрат при енергообміні між несучим середовищем та середовищем, яке перекачується.

Для досягнення поставлених цілей була розроблена спеціальна експериментальна установка, схема якої наведені на рис. 4.7, а також прозора модель ВКН із діаметром вихрової камери 60 мм [158].

Експериментальні дослідження проводилися на однорідних робочих середовищах – повітрі. Повітря від нагнітача підводилося через тангенціальний канал до ВКН через ресивер і витратомірний пристрій. Тиски й витрати визначалися у всіх каналах за допомогою манометрів і витратомірів відповідно до

схеми, представленої на рис. 4.7. Тиск вимірювся п'єзометрами, а перепад на витратомірах – мікроманометрами типу ММН. За допомогою загальноприйнятих методик була проведена оцінка похибок прямих і непрямих вимірів. При цьому оцінені випадкові, систематичні похибки, а також похибки зчитування.

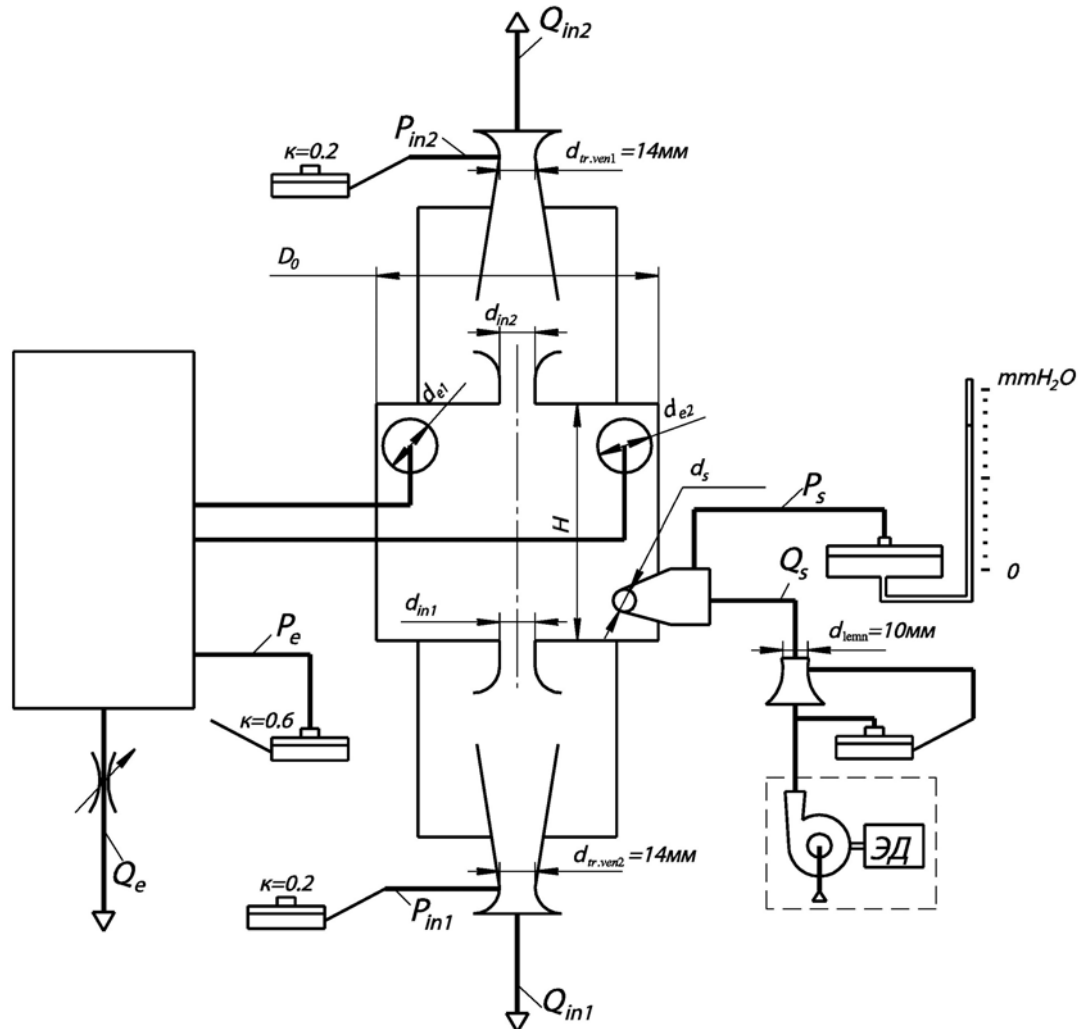


Рисунок 4.7 – Схема експериментальної установки для дослідження характеристик ВКН із двостороннім всмоктуванням

При дослідженні роботи ВКН, об'ємні витрати розраховувалися за формулами:

$$Q_i = (\mu f)_{pi} \sqrt{\frac{2\Delta p_{pi}}{\rho}};$$

де Q_i – об'ємні витрати $Q_s, Q_{in1}, Q_{in2}, Q_e$; $(\mu f)_{pi} - (\mu f)_{ps}, (\mu f)_{pin1}, (\mu f)_{pin2}, (\mu f)_{pe}$ – ефективна площа витратомірів у каналах живлення, двох осьових каналів входу й каналі виходу відповідно; $\Delta p_{pi} - \Delta p_{ps}, \Delta p_{pin1}, \Delta p_{pin2}, \Delta p_{pe}$ – перепад тиску на витратомірах; ρ – густина повітря перед витратомірами.

Перевірка балансу витрат здійснювалася на основі формули:

$$Q_e = Q_s + Q_{in1} + Q_{in2}.$$

Розрахунок коефіцієнта корисної дії ВКН вироблявся за співвідношенням (4.1).

На рис. 4.8 показано характеристику ВКН із двостороннім усмоктуванням потоку, що перекачується, отримана шляхом регулювання дроселем, який стоїть у вихідному каналі.

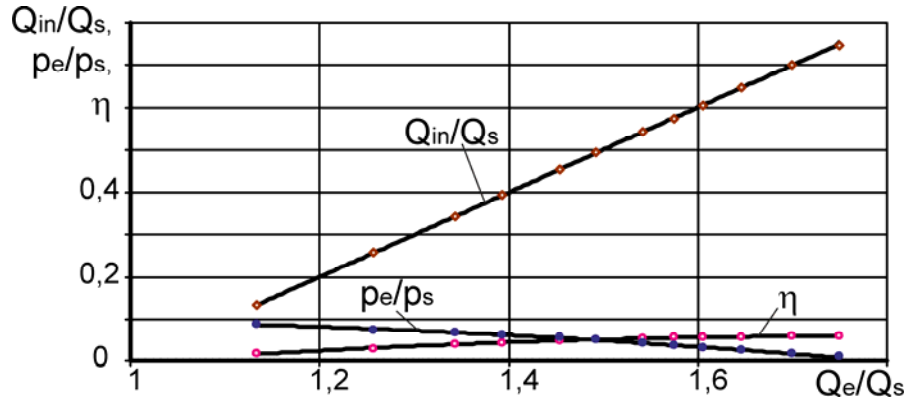


Рисунок 4.8 – Універсальна характеристика ВКН з усмоктуванням потоку, що перекачується, через обидва осьові канали у торцевих кришках вихрової камери (бездренажний варіант роботи)

Характеристика являє собою залежності відносного тиску на виході із пристрою, ККД і відносної витрати всмоктування в пристрій (так званий коефіцієнт ежекції) від відносної об'ємної витрати на виході з пристрою. Всі характеристики ВКН можуть бути зведені до однієї універсальної характеристики $p = f(Q)$, як і для нагнітачів інших типів.

Як видно з рис. 4.8, при роботі пристрою на нестисливому робочому середовищі є максимум коефіцієнта корисної дії в зоні $1,7 Q_e / Q_s$. При збільшенні відношення тиску виходу p_e до входу p_s , відношення витрат на виході й усмоктування в пристрій до витрати активного потоку падає. Тут $Q_{in} = Q_{in1} + Q_{in2}$.

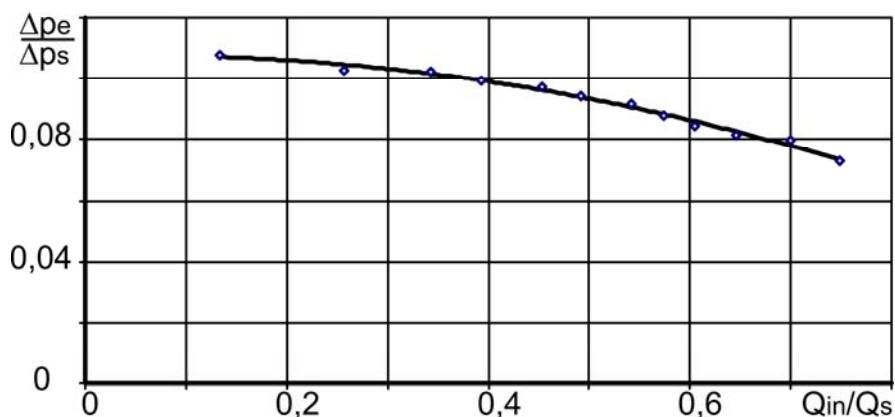


Рисунок 4.9 – Відносний перепад тисків у ВКН для різних значень коефіцієнта витрати, що всмоктується нагнітачем

На рис. 4.9 представлена залежність відносного перепаду тисків у ВКН для різних значень відношення витрати, усмоктуваної в пристрій до витрати активного потоку. Характер залежності подібний до характеристики прямооточних струминних апаратів і вихрових ежекторів. На рис. 4.9 використані позначення: $\Delta p_e = p_e - p_{in}$, $\Delta p_s = p_s - p_{in}$.

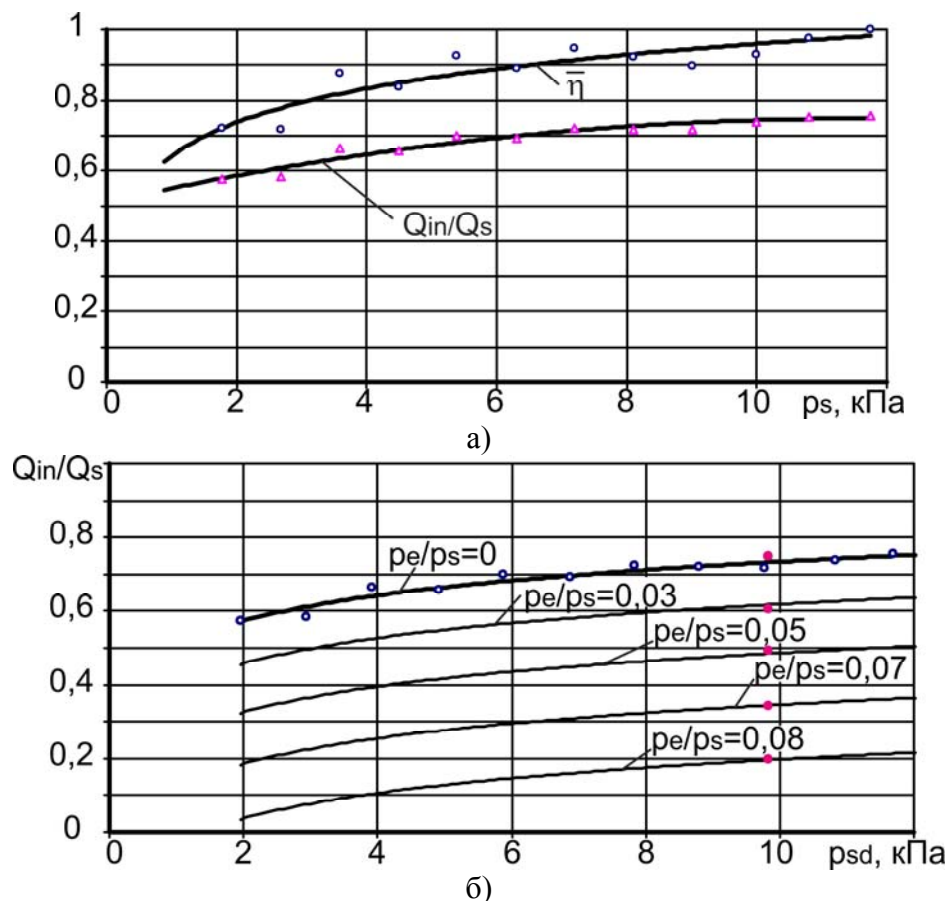


Рисунок 4.10 – Залежність відносного ККД (а) і коефіцієнта ежекції від тиску живлення (б)

На рис. 4.10, а представлена зміна відносного ККД (віднесений до ККД при максимальному тиску живлення) і коефіцієнта ежекції (відношення всмоктуваної в нагнітач рідини через осьові канали входу до витрати рідини, що надходить через канал живлення) від тиску живлення. ККД зростає зі зростанням тиску живлення, тобто зі зростанням енергії активного потоку, що підводиться до нагнітача. Можна бачити, що відношення Q_{in}/Q_s даної конструкції нагнітача прагне до 0,75.

Як видно з рис. 4.10, б зі зростанням опору у вихідному каналі, що ілюструється співвідношенням p_e/p_s , зменшується відносна витрата середовища, яке перекачується. При збільшенні повного тиску активного потоку у вхідному каналі, збільшується коефіцієнт ежекції (відносна витрата середовища, що перекачується).

4.6. Результати досліджень вихорокамерних нагнітачів із урахуванням впливу гравітації

Результати досліджень роботи вихорокамерних нагнітачів, наведені в роботах [152, 158], показали, що розглядалося тільки одне положення нагнітача у просторі, при якому сипуче середовище потрапляє у робочу камеру через отвір у верхній кришці. У цьому випадку середовище, що перекачується, надходить у вихрову камеру під дією сили тяжіння і частина твердих часток, не встигнувши придбати кінетичну енергію від потоку, що несе, разом з його частиною надходить у дренажний канал, що призводить до втрат середовища, які складають до 15 %. З метою встановлення величини втрат необхідно дослідити вплив сили тяжіння на робочі характеристики ВКН для двох випадків: 1) частинка матеріалу переборює силу тяжіння; 2) частинка матеріалу рухається під дією сили тяжіння.

При моделюванні руху твердої частки в нагнітачі був використаний метод накладення руху ізольованої твердої частки на попередньо розрахований рух середовища, що несе [88, 258, 260, 322].

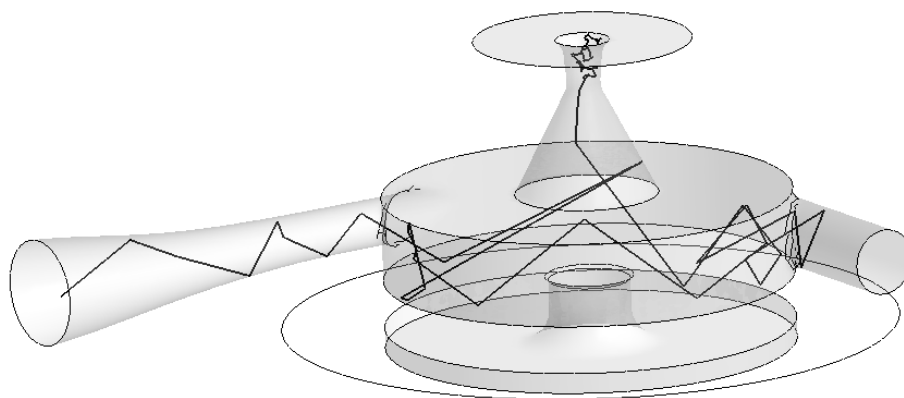


Рисунок 4.11 – Розрахункова траєкторія твердої частинки з моделюванням зіткнень з стінками

Для розрахунку параметрів роботи нагнітача використовувалася математична модель на основі SST моделі турбулентності. На рис. 4.11 наведено моделювання руху однієї частинки при зіткненні з твердими поверхнями ВКН. При моделюванні враховано вплив частинок на течію рідини та зіткнення між собою та зі стінками. Врахування впливу частинок на потік виробляється за рахунок додавання спеціального члену в рівняння руху рідини, що дозволяє досить точно розраховувати двофазні потоки з досить великою концентрацією твердих часток до 0,1. При розрахунках враховані наступні сили: сила лобового опору, сила тиску рідини на частку, що виникає внаслідок градієнту тиску вздовж радіусу вихрової камери, сила тяжіння, піднімальна сила [125, 259, 262, 263, 275, 279, 317, 324].

Результати розрахунку траєкторій твердих часток густиною $\rho = 1390 \text{ кг/м}^3$ у ВКН при його різному положенні (тобто частки рухаються під

дією сили тяжіння (напрямок вектору сили тяжіння $\overline{F}_m$ співпадає з напрямком руху часток, тобто їх швидкістю $\overline{V}_p$), і, переборюючи її (напрямок вектору сили тяжіння протилежний напрямку руху часток), показано на рис. 4.11.

При розрахунку досліджувалася величина втрат при різному положенні нагнітача і різному розподілі діаметра частинок [193].

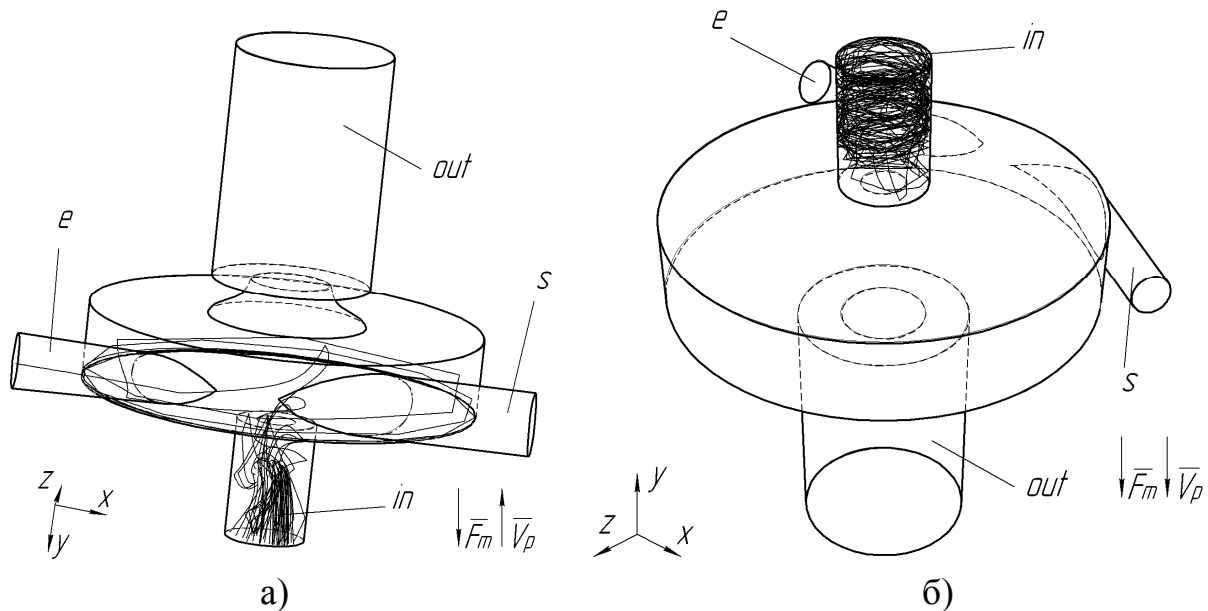


Рисунок 4.12 – Розрахункові траєкторії твердих частинок діаметром $d < 0,1$ мм у ВКН: а) – напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ співпадають; б) – напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ протилежні

Для перевірки адекватності математичної моделі був проведений порівняльний якісний аналіз на експериментальному зразку нагнітача, і спостерігався якісний збіг розрахункової картини течії у пристрої і течії в експериментальній моделі, що говорить про якісно правильний опис робочих процесів, які відбуваються в нагнітачі [125, 151, 158, 321, 322]. Можна бачити, що частинки малих діаметрів майже не потрапляють у дренажний канал (рис. 4.12).

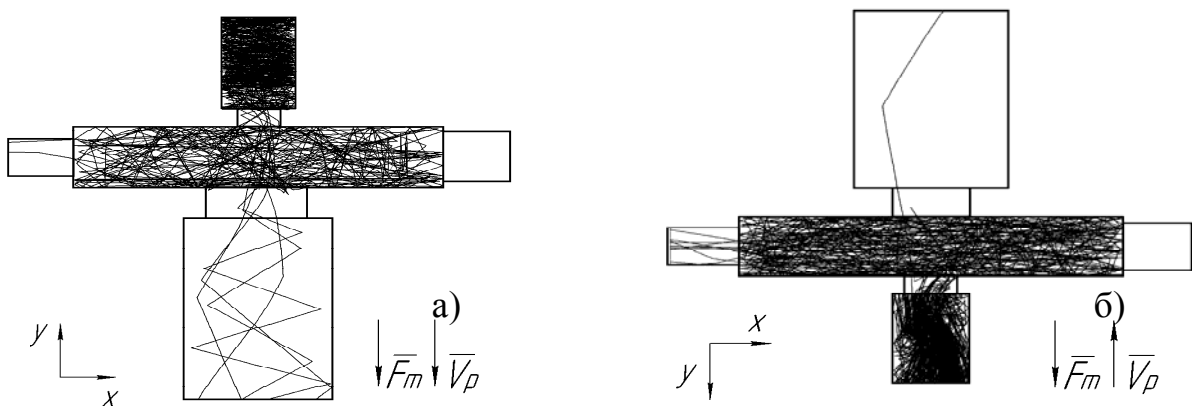


Рисунок 4.13 – Розрахункові траєкторії твердих частинок діаметром $d < 0,3$ мм у ВКН: а) – напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ співпадають; б) – напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ протилежні

З рис. 4.13 видно, що при положенні а) п'ять частинок надходять у дренажний канал і тільки дві – у вихідний. Зворотна ситуація при положенні б) – одна частинка надходить у дренажний канал і дев'ять – у вихідний. У результаті чого, можна зробити висновок про те, що якщо частинки переборюють силу тяжіння, то величина втрат стає менше. Результати експериментальних досліджень, що підтверджують даний висновок, наведені далі.

На рис. 4.14 зображено траєкторії руху твердих частинок із густиною $\rho = 1390 \text{ кг/м}^3$ у ВКН при його різному положенні. Діаметр досліджуваних частинок вибирався більшим $0,3 \text{ мм}$. Результати розрахунку показують, що положення нагнітача в просторі впливає на величину втрат твердого середовища, що перекачується.

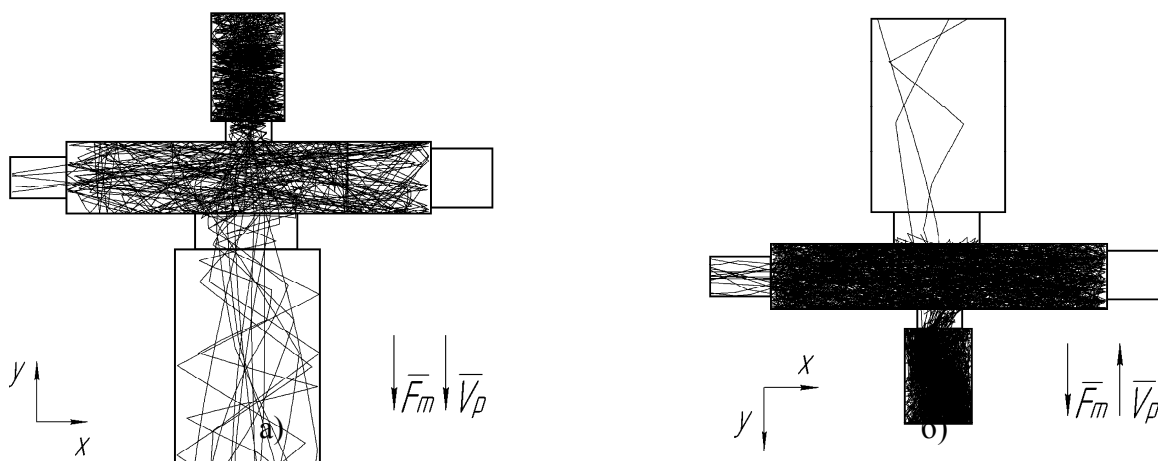
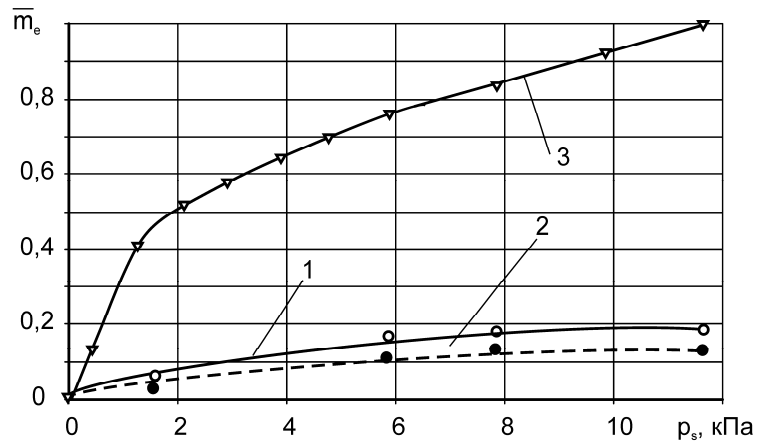


Рисунок 4.14 – Розрахункові траєкторії твердих частинок діаметром $d > 0,3 \text{ мм}$ у ВКН: а) – напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ співпадають; б) – напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ протилежні

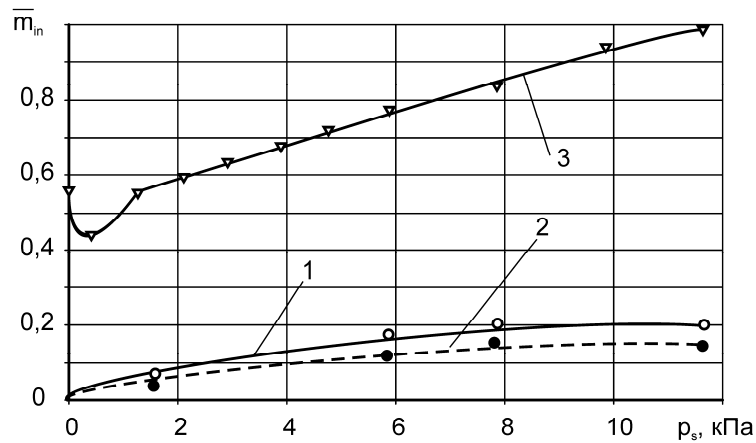
Кількісні співвідношення щодо втрат при різному положенні нагнітача надалі оцінені експериментальними дослідженнями.

На рис. 4.15 показано залежності відносних масових витрат сипучого матеріалу, що перекачується вихорокамерним нагнітачем від тиску живлення, тобто тиску у вхідному каналі при трьох різних схемах установки. Усі витрати віднесені до максимальної витрати при роботі нагнітача за схемою 4.3, а. На рис. 4.15, а показано масову витрату сипучого матеріалу в каналі виходу з нагнітача, а на рис. 4.15, б – в каналі входу в нагнітач.

Як видно з рис. 4.15, а масова витрата твердого середовища, що перекачується нагнітачем, тобто продуктивність нагнітача, зменшується при використанні схем, коли тверді частинки потрапляють у нагнітач тільки під дією вакууму, а не безпосередньо під дією сили тяжіння, як показано на рис. 4.3, а. У такий спосіб максимальна продуктивність відповідає схемі, показаній на рис. 4.3, а (лінія 3 на рис. 4.15), мінімальна – схемі, показаній на рис. 4.3, б (лінія 2 на рис. 4.15). Лінія 1 рис. 4.15 відповідає потраплянню часток у насос під дією вакууму на осі вихрової камери і сили тяжіння.



а)



б)

Рисунок 4.15 – Залежність масових витрат сипучого середовища в ВКН при різних умовах входу твердих частинок у нагнітач: а) – масова витрата сипучого матеріалу в каналі виходу нагнітача; б) – масова витрата сипучого матеріалу в каналі входу нагнітача

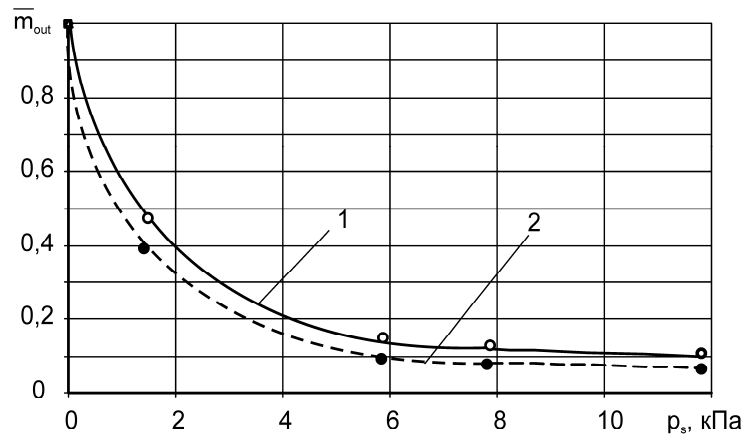


Рисунок 4.16 – Залежність відносних витрат для різних орієнтацій нагнітача в просторі

Продуктивність нагнітача зменшується приблизно в 5 разів, якщо використовувати вакуум на осі нагнітача, у порівнянні з безпосереднім примусовим потраплянням твердих часток під дією сили тяжіння в нагнітач (лінія 1). При

використанні положення нагнітача, при якому напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ протилежні продуктивність зменшується приблизно на 25 %.

На рис. 4.16 показане процентне співвідношення втрат у дренажному каналі нагнітача.

Як видно з рис. 4.16 відносне співвідношення втрат у нагнітачі зменшується при використанні положення ВКН, при якому напрямки $\overline{F}_m$ і $\overline{V}_p$ протилежні. У середньому співвідношення втрат (втрата віднесена до витрати, що перекачує насос m_{in}) зменшується приблизно в 1,5 рази (лінія 2 на рис. 4.16). Лінія 1 відповідає схемі, показаній на рис. 4.3, в, лінія 2 – 4.3, а.

Результати математичного моделювання і експериментальні дослідження показують, що гравітація впливає на характеристики вихорокамерних нагнітачів. Так, якщо напрямки сили тяжіння і вектору швидкості часток протилежні, втрати стають менше [193].

Втрати в нагнітачі збільшуються з ростом діаметра твердих часток, що обумовлюється більшою інерційністю великих за розміром часток, що, потрапляючи у вихрову камеру насоса, не встигають придбати кінетичну енергію потоку, що несе, і потрапляють у дренажний канал.

Для перевірки особливостей зношування стінок вихрової камери в процесі перекачування сипких абразивних середовищ було проведено математичне моделювання зносу на основі розрахунку ерозійного зношування за моделлю Фінні [298]. Загалом кажучи, відомо, що струминна техніка має показники надійності, довговічності, ремонтпридатності, термінів зберігання, що в багато разів перевищує такі показники для гідравлічних й пневматичних машин із рухомими механічними елементами [169, 172]. Це обумовлене значно меншим зношуванням елементів, що не рухаються, у порівнянні з іншими. Крім того, наявність в потоці твердих часток, часто призводить до заклинювання рухомих елементів та, в остаточному підсумку, до зменшення термінів служби нагнітачів.

Підвищенні термінів служби нагнітачів на основі струминної техніки у порівнянні з нагнітачами з механічними рухомими органами залежить від багатьох факторів таких як: концентрація твердих часток, вид матеріалів стінок та часток, швидкостей потоку, товщини стінок. Але, при достатній товщині стінок надійність струминних нагнітачів безумовно вище. Для виявлення зон максимального зношування було проведено моделювання руху часток піску різного розміру від $50 \cdot 10^{-6}$ до $500 \cdot 10^{-6}$ м. Модель Фінні, що використана для дослідження величини ерозії або маси матеріалу, що уноситься абразивними частинками визначається залежністю:

$$E = kV_p^2 f(\gamma),$$

де V_p – швидкість руху твердих частинок; γ – кут зіткнення в радіанах між траєкторією частинки та стінки

$$f(\gamma) = \frac{1}{3} \cos^2 \gamma, \text{ якщо } \operatorname{tg} \gamma > 1/3$$

$$f(\gamma) = \sin(2\gamma) - 3\sin^2 \gamma, \text{ якщо } \operatorname{tg} \gamma \leq 1/3$$

$$k = 2,87 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2 - \text{для сталі}$$

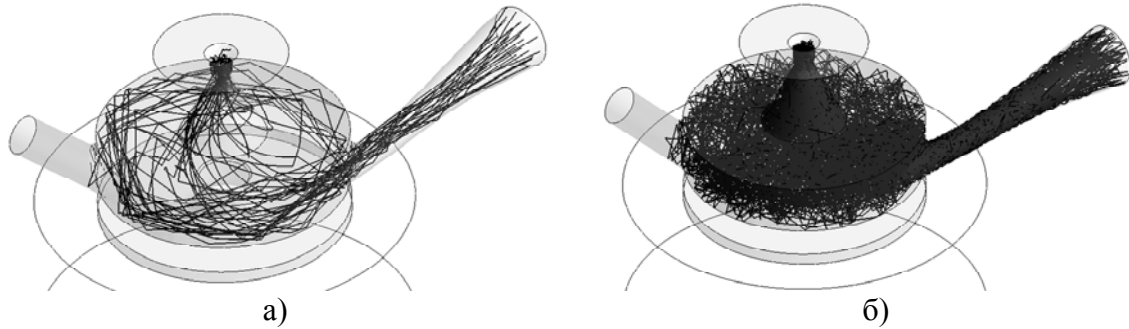


Рисунок 4.17 – Розрахунок траєкторій твердих частинок з масовою витратою: а) – 0,01 кг/с; б) – 0,1 кг/с

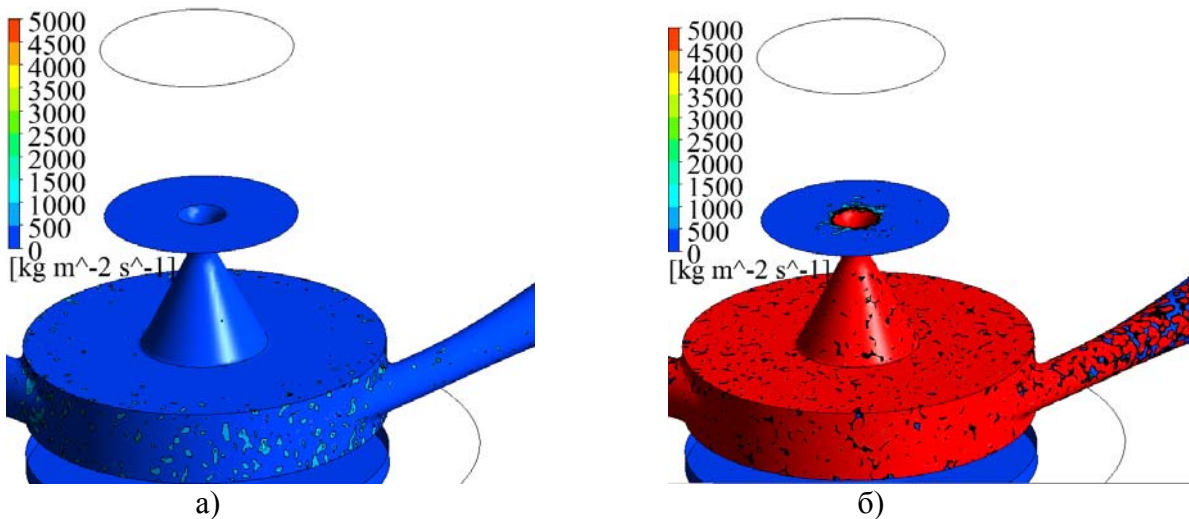


Рисунок 4.18 – Розрахунок ерозійного зношування стінок вихрової камери при масовій витраті твердих частинок: а) – 0,01 кг/с; б) – 0,1 кг/с

На рис. 4.17 наведено траєкторії твердих частинок піску, розраховані при різних масових витратах сипучого середовища, що обумовлює й різну концентрацію твердих частинок у вихровій камері ВКН.

Як йде з рисунку 4.18, зношування стінок вихрової камери ВКН залежить від масової витрати піску, що потрапляє у камеру. При всіх значеннях витрати та відповідно й концентрації твердих частинок спостерігається рівномірне зношування. Це говорить про те, що для підвищення надійності та довговічності пристроїв з вихровою камерою, та ВКН зокрема, достатньо збільшувати товщину стінок вихрової камери.

4.7. Перевірка адекватності математичної моделі течії в вихорокамерному нагнітачі

Адекватність математичних моделей течії в ВКН перевірялася різними способами, зокрема, зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, за інтегральними параметрами і порівнянням

розрахункового розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери з експериментальними даними (на кількісному рівні). Для ідентифікації математичної моделі прийняті точки з особливостями течії. При цьому розбіжність між розрахунковими значеннями й експериментальними не перевищує $\Delta \bar{p} = 0,1$. Порівнюючи картину течії, розраховану на математичній моделі з результатами візуалізації визначено їх якісну подібність. Результати верифікації та подальші моделювання роботи нагнітача, а також графіки порівняння показують якісний та кількісний збіг розрахункових розподілів тиску з експериментальними даними. Перевірка адекватності виконувалася на основі критерію Фішера з довірчою ймовірністю 0,95. Розраховане значення критерію Фішера для розподілу тиску становить $F_{FC} \approx 1,4$, що не перевищує табличне значення $F_{FC} = 1,9$ (при $\alpha = 0,95$ й $n = 20$).

Картини якісної, а також кількісна оцінка підтверджують адекватність математичних моделей.

4.8. Рух газового пухирця в короткій вихровій камері

4.8.1. Розрахунок траєкторій руху газового пухирця в короткій вихровій камері. Особливістю робочого процесу вихорокамерного нагнітача є те, що передача енергії до переміщуваної частки відбувається в полі дії відцентрових сил. При цьому, частки, що мають питому масу більшу, ніж питома маса робочого середовища, переміщуються до периферії вихрової камери в область підвищеного тиску, а з меншою питомою масою – до осі обертання. Таким чином, параметри нагнітача на краплинному робочому середовищі обмежені, внаслідок виникнення на осі камери газового вихрового шнура, що знижує вакуум, і відповідно, зменшує витрату середовища, що перекачується. Кавітаційні режими насоса не приводять до втрати його працездатності, а лише знижують параметри роботи.

У багатьох випадках перекачування використовувані середовища виявляються гетерогенними, тобто в основній рідині міститься пил і домішки, або пухирці розчиненого газу [21, 257, 294]. У таких випадках мають справу з потоками типу «рідина-тверде», «газ-тверде» або «рідина-газ». Наявність пухирців у рідині може приводити до істотної зміни її властивостей, у тому числі, корисному або небажаному із прикладної точки зору.

Отже, вивчення поведінки газового середовища, розчиненого в рідині, яку перекачує насос, утворення й динаміка пухирців газу в насосі є актуальною проблемою, рішення якої дозволить підвищити енергетичні характеристики вихорокамерних нагнітачів при перекачуванні краплинних середовищ.

На сьогоднішній день існує два підходи до вивчення поведінки газового пухирця в потоці рідини: перший підхід, заснований на спільному моделюванні течії газорідного середовища [228, 268], при якому розраховується течія несучого середовища й обтікання газового пухирця сферичної або несферичної форми, потім виробляється розрахунок зміни його радіуса й координат, а також його вплив на навколишню рідину. Однак, інтегрування тривимірних рівнянь

течії газорідинного середовища становить поки ще дуже складну задачу, що вимагає значних ресурсів комп'ютерної техніки й тривалого часу розрахунку. Внаслідок чого, використання першого підходу до моделювання, приводить, очевидно, до більш точного рішення, але до більших витрат часу й складності оцінки великої кількості траєкторій.

Другий підхід заснований на методі накладення руху ізольованого пухирця на течію рідини [249, 267, 283, 288, 304], тобто спочатку розраховується течія рідини, і визначається її поле характеристик. Характеристики течії можуть бути отримані не тільки розрахунковим способом, але й експериментальним, який, у деяких випадках, може знижувати недоліки розрахункового способу, пов'язані із часом розрахунку. Потім моделюється рух твердої частки або пухирця з використанням балансу сил, що діють на пухирець, число яких може коливатися від однієї до десяти залежно від складності течії й кількості факторів, що враховують. Даний метод має меншу точність розрахунку траєкторії, однак здійснюється досить швидко, і крім того, точність залежить від кількості врахованих сил і точності опису поля характеристик течії рідини.

Поводженню й розрахунку траєкторій пухирців присвячено багато досліджень [81, 228, 249, 267, 268, 283, 288, 304], але більшість із них розглядають поведження кавітаційного пухирця [228, 249, 283, 302] або газорідинних потоків, що протікають у трубах [249, 288, 304]. Частина робіт присвячена поведженню пухирця у вихорі [232, 334], однак у них розглядається розподіл тиску, властивий тому або іншому технічному пристрою, а тому що на рух пухирця значний вплив робить саме градієнт тиску, то роботи, присвячені течії газорідинного середовища у вихорокамерних нагнітачах відсутні. У вихорокамерних нагнітачах має місце значний градієнт тиску, внаслідок якого максимальний тиск утвориться на периферії вихрової камери, і вакуум – на осі, завдяки якому відбувається всмоктування середовища, що перекачується. Тому що пухирець при русі за своєю траєкторією проходить області з високим тиском й області з низьким тиском, відбувається зміна радіуса пухирця, яку необхідно враховувати при розрахунку, і вона описується рівнянням Релея-Плесета [302], при використанні якого автори враховують різну кількість факторів, що впливають на зміну радіуса пухирця, і для більш точного розрахунку необхідно використати раніше розраховане поле швидкостей і тисків у вихровій камері ВКН.

Поводження газового пухирця в рідині може бути різним – чисто сферичні пульсації, виникнення коливань поверхні пухирця, при яких відбувається порушення сферичної симетрії руху, трансляційний рух, взаємодія й дроблення пухирців на більш дрібні, виникнення кумулятивних мікроструменів і т.д. [150].

Найбільш розроблена теорія пульсацій одиночного сферичного кавітаційного пухирця, тобто розташованого вдалині від інших пухирців й інших мікрочастинок, стінок посудини та вільної поверхні рідини. Урахування тиску газу в пухирці й тиску, що змінюється, у рідині, а також в'язкості й поверхневого натягу, дозволяє одержати більш універсальне рівняння динаміки кавітаційного пухирця, називане рівнянням Релея-Плесета [300], модифіковане шляхом дода-

вання доданку $\frac{(\bar{V} - \bar{V}_b)^2}{4}$ [267], яке пов'язане з тим, що найчастіше пухирець рухається в потоці рідини зі швидкістю, відмінною від швидкості несучого потоку:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{1}{\rho_L} \left[p_\infty - p_v + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\nu}{R} \frac{dR}{dt} - p_0 \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3k} \right] - \frac{(\bar{V} - \bar{V}_b)^2}{4} = 0, \quad (4.2)$$

де R – поточний радіус пухирця; p_∞ – статичний тиск рідини, приймається згідно [267], як середній тиск, розрахований по поверхні пухирця; p_0 – тиск газу в пухирці при $R = R_0$; p_v – тиск насичених пар у рідині; ρ_L – густина рідини; ν – кінематична в'язкість рідини; σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини; k – показник адіабати газу; $\bar{V}$ – швидкість рідини; $\bar{V}_b$ – швидкість руху пухирця. Зміна тиску газу усередині пухирця внаслідок зміни його радіуса часто приймається за адіабатичним законом [267, 283].

Рівняння руху пухирця газу з урахуванням сил, що діють на сферичний пухирець радіуса R записується в такий спосіб [288, 304]:

$$m_b \frac{d\bar{V}_b}{dt} = \bar{F}_g + \bar{F}_a + \bar{F}_p + \bar{F}_D + \bar{F}_{add} + \bar{F}_v + \bar{F}_L, \quad (4.3)$$

де m_b – маса газового пухирця. $\bar{F}_g = m_b \bar{g}$ – сила ваги; $\bar{F}_a = \rho_L W_b \bar{g}$ – сила Архімеда ($W_b = \frac{4}{3} \pi R^3$ – об'єм газового пухирця); $\bar{F}_p = \int_S p dS = \int_W \nabla p dW = \nabla p W_b$ – сила тиску рідини на поверхню зануреного в неї тіла (сила Архімеда є окремим випадком цієї сили, якщо прийняти $\frac{\partial p}{\partial z} = \rho_L g$); $\bar{F}_D = \frac{1}{2} \rho_L \pi R^2 C_D (\bar{V} - \bar{V}_b) |\bar{V} - \bar{V}_b|$ – сила опору ($C_D = \frac{24}{Re_b} (1 + 0,197 \cdot Re_b^{0,63} + 2,6 \cdot 10^{-4} Re_b^{1,38})$ – коефіцієнт опору газового пухирця [267, 304], $Re_b = \frac{2R|\bar{V} - \bar{V}_b|}{\nu}$ – число Рейнольдсу, обчислене для газового пухирця); $\bar{F}_{add} = C_a \rho_L W_b \left(\frac{d\bar{V}}{dt} - \frac{d\bar{V}_b}{dt} \right)$ – приєднана маса рідини, де $C_a = \frac{1}{2}$ – коефіцієнт приєднаної маси, враховує вплив сусідніх пухирців на величину приєднаної маси пухирця, так, якщо відстань між великими пухирцями

значно перевищує розміри пухирців, то $C_a = \frac{1}{2}$. При зменшенні міжпухиркової відстані величина C_a зростає [106]; $\bar{F}_v = \frac{1}{2}\rho_L(\bar{V} - \bar{V}_b)\frac{dW_b}{dt}$ – сила, що виникає внаслідок зміни об'єму пухирця [267, 283, 304]; $\bar{F}_L = \rho_L W_b C_L (\bar{V} - \bar{V}_b) \times (\bar{\nabla} \times \bar{V})$ – піднімальна сила, що діє на пухирець внаслідок його обертання [334], у даній роботі не розраховувалася, тому що застосовувався розподіл тиску й швидкостей у вихровій камері згідно [145], і приймалося що $\frac{\partial V}{\partial z} = 0$, а отже, піднімальна сила в цьому випадку практично не робить впливу на траєкторію пухирця.

Таким чином, одержуємо рівняння, що описує рух газового пухирця в краплинній рідині:

$$\begin{aligned} \rho_b W_b \frac{d\bar{V}_b}{dt} = & \rho_b W_b \bar{g} + \rho_L W_b \bar{g} + W_b \bar{\nabla} p + \frac{1}{2} \rho_L \pi R^2 C_D (\bar{V} - \bar{V}_b) |\bar{V} - \bar{V}_b| + \\ & + \frac{1}{2} \rho_L W_b \left(\frac{d\bar{V}}{dt} - \frac{d\bar{V}_b}{dt} \right) + \frac{1}{2} \rho_L (\bar{V} - \bar{V}_b) \frac{dW_b}{dt}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Після перетворень для стаціонарної течії рідини:

$$\frac{d\bar{V}_b}{dt} = 2 \frac{\rho_b}{\rho_L} \bar{g} + 2 \bar{g} + \frac{2}{\rho_L} \bar{\nabla} p + \frac{3}{4R} C_D (\bar{V} - \bar{V}_b) |\bar{V} - \bar{V}_b| + \frac{3}{R} (\bar{V} - \bar{V}_b) \frac{dR}{dt}. \quad (4.5)$$

Таким чином, одержуємо систему нелінійних диференціальних рівнянь

$$\left\{ \begin{aligned} & R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{1}{\rho_L} \left[p_\infty - p_v + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\nu}{R} \frac{dR}{dt} - p_0 \left(\frac{R_o}{R} \right)^{3k} \right] - \\ & - \frac{(\bar{V} - \bar{V}_b)^2}{4} = 0; \\ & \frac{d\bar{V}_b}{dt} = 2 \frac{\rho_b}{\rho_L} \bar{g} + 2 \bar{g} + \frac{2}{\rho_L} \bar{\nabla} p + \frac{3}{4R} C_D (\bar{V} - \bar{V}_b) |\bar{V} - \bar{V}_b| + \\ & + \frac{3}{R} (\bar{V} - \bar{V}_b) \frac{dR}{dt}; \\ & C_D = \frac{24}{\text{Re}_b} (1 + 0,197 \cdot \text{Re}_b^{0,63} + 2,6 \cdot 10^{-4} \text{Re}_b^{1,38}); \\ & \text{Re}_b = \frac{2R |\bar{V} - \bar{V}_b|}{\nu}. \end{aligned} \right. \quad (4.6)$$

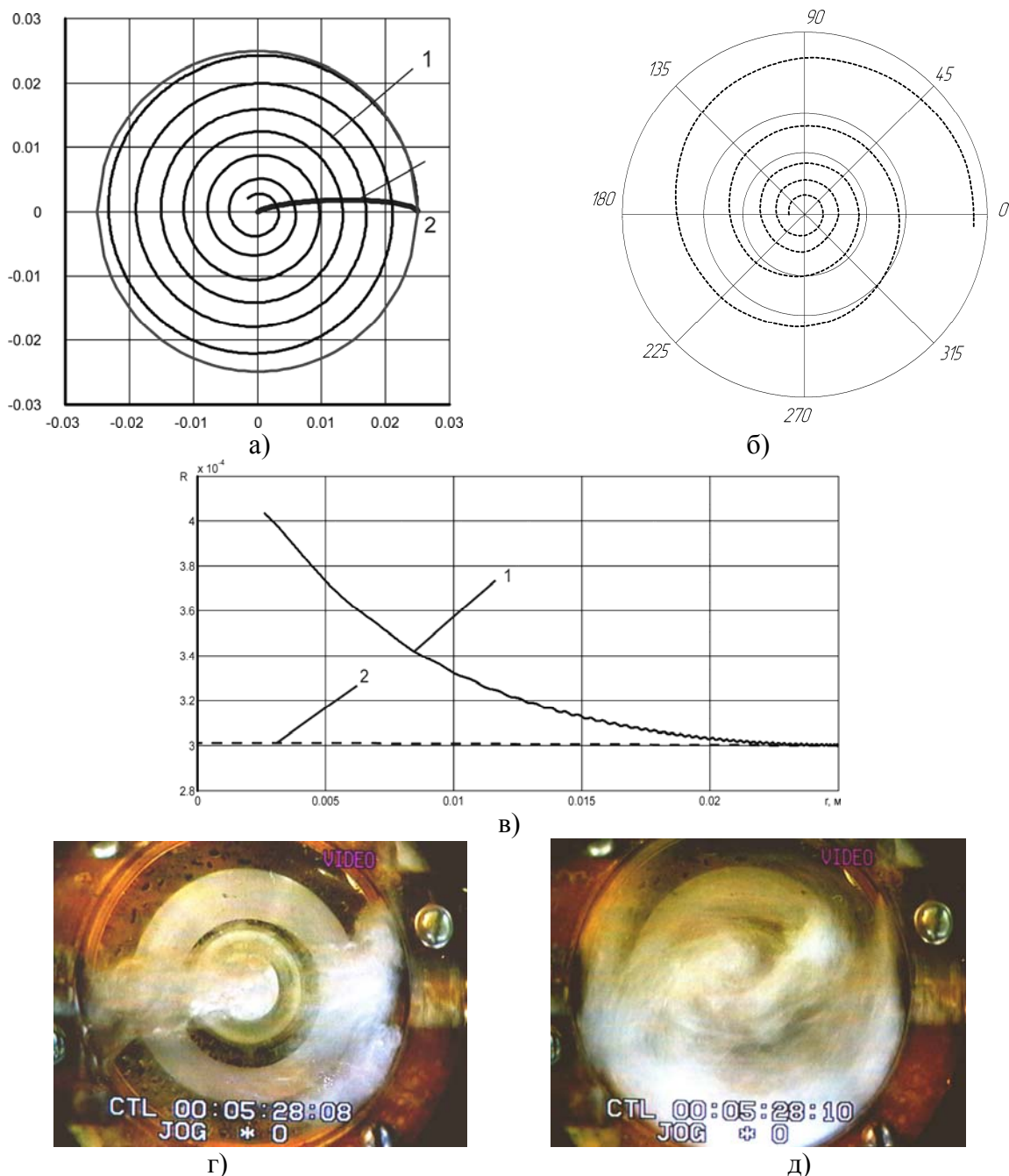


Рисунок 4.19 – Результати розрахунку траєкторії газового пухирця з урахуванням (1) і без (2) приєднаної маси: а) – розрахункова траєкторія руху пухирця з початковим радіусом $R = 300$ мкм; б) – експериментальна траєкторія, отримана в роботі [334] для пухирця з радіусом $R = 400$ мкм; в) – залежність зміни радіуса пухирця від радіуса вихрової камери; г), д) – експериментальні дослідження поведінки повітря у вихровій камері з водою [191]

Розрахунки проведені за допомогою ліцензійного програмного пакета Matlab за методом Рунге-Кутта четвертого й п'ятого порядків. Для кожного часу t визначалися координати $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$, $R(t)$, $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, швидкості $\frac{dx_b}{dt}$, $\frac{dy_b}{dt}$, $\frac{dz_b}{dt}$, $\frac{dR}{dt}$. Результати розрахунків показані на рис. 4.19. Як видно з рис. 4.19, урахування або неврахування приєднаної маси досить сильно впливає на вид траєкторії. Так, крива 1 на рис. 4.19, а має вигляд спіралі закрученої до

осі вихрової камери, час перебування й руху пухирця до осі камери значний та за цей час радіус пухирця встигає збільшитися на 33%, що видно з рис. 4.19, в (крива 1), внаслідок зниження тиску в точках траєкторії через градієнт тиску вздовж осі камери. Крива 2 на рис. 4.19, а являє собою циклоїдальну криву, і пухирець по ній досить швидко надходить до осі камери, і в такий спосіб його радіус не встигає значно змінитися (тільки близько 3%).

Траєкторія 1 має гарне узгодження з теоретичними й експериментальними дослідженнями, проведеними в роботі [334] і показаними на рис. 4.19, б, що говорить про те, що при розрахунку траєкторій газових пухирців у краплинній несучій рідині необхідно враховувати приєднану масу.

У роботі не проводиться порівняння розрахункових траєкторій з експериментальними, отриманими в дослідженні [334], внаслідок того, що при розрахунку неможливо задати всі необхідні параметри потоку, тому що в зазначеному дослідженні вони відсутні, крім початкового радіуса пухирця, числа Рейнольдса та кутової швидкості обертання рідини. Таким чином, можна зробити висновок тільки про якісну відповідність розрахункових й експериментальних траєкторій руху газового пухирця. Крім того, у роботі [334] досліджувався рух пухирця в трубі, що обертається з постійною кутовою швидкістю й, відповідно з рідиною, що обертається із цією ж швидкістю, внаслідок чого виникає трохи інший градієнт тиску, чим можна пояснити деяку невідповідність траєкторій, показаних на рис. 4.19, а та 4.19, б.

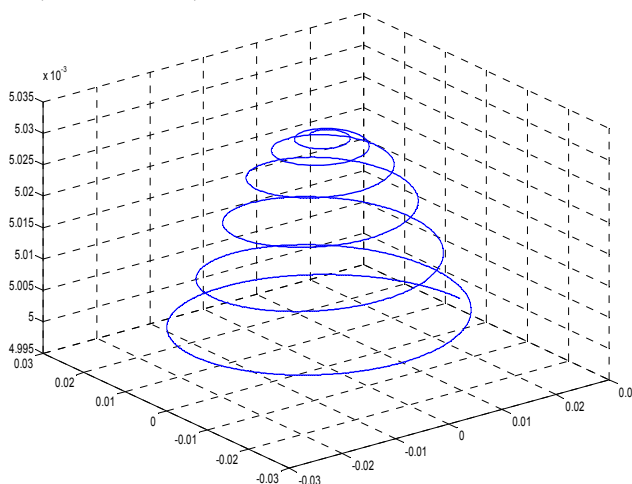


Рисунок 4.20 – Розрахункова траєкторія руху газового пухирця в центральній області вихрової камери

Як показали розрахунки, силу, що виникає внаслідок зміни об'єму пухирця, немає необхідності враховувати, тому що пухирець не встигає значно змінювати свій об'єм під час руху до осі вихрової камери.

На рис. 4.20 показано траєкторію руху газового пухирця в центральній області вихрової камери, де видно, що пухирець досягає осі вихрової камери та уже рухається вздовж неї. Велика кількість пухирців на осі вихрової камери можуть склеюватися й утворювати суцільне середовище, внаслідок чого може утворюватися газовий вихровий шнур на осі вихрової камери.

4.8.2. Математичне моделювання руху газового пухирця в центральній області короткої вихрової камери. Схематизуючи течію у вихровій камері, її можна умовно розбити на дві області: квазітверде обертання рідини й потенційний вихор у приосьовій зоні [125, 145]. Обидві зазначені області мають різний радіальний градієнт тиску. У попередньому розділі було проведене дослідження поведінки пухирця в короткій вихровій камері, без урахування області квазітвердого обертання рідини, але внаслідок того, що пухирці при утворенні вихрового шнура концентруються в приосьовій області камери, то поведінка в цій області газового пухирця вимагає подальших досліджень. Крім того, на характеристики вихорокамерного нагнітача, впливає наявність газового шнура, і таким чином, необхідно з'ясувати, чи можливо, при певних співвідношеннях кінематичних параметрів руху пухирця, покидання їм приосьової зони насоса, і тим самим вгасання або не виникнення взагалі газового шнура.

Рівняння руху пухирця газу в центральній області вихрової камери з урахуванням сил, що діють на сферичний пухирець радіуса R (рис. 4.21) записується в такий спосіб [288, 304]:

$$m_b \frac{d\bar{V}_b}{dt} = \bar{F}_g + \bar{F}_p + \bar{F}_D + \bar{F}_{add}, \quad (4.7)$$

Таким чином, після підстановки сил і спрощень для стаціонарної течії рідини одержуємо наступне рівняння, що описує кінематичні характеристики руху пухирця:

$$\frac{d\bar{V}_b}{dt} = 2 \frac{\rho_b}{\rho_L} \bar{g} + \frac{2}{\rho_L} \bar{\nabla} p + \frac{3}{4R} C_D (\bar{V} - \bar{V}_b) |\bar{V} - \bar{V}_b|. \quad (4.8)$$

Поєднуючи рівняння (4.2) і (4.8) та записуючи в проекціях на осі координат, для руху газового пухирця в області рідини, що обертається з постійною кутовою швидкістю одержуємо систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{1}{\rho_L} \left[p_\infty - p_v + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\nu}{R} \frac{dR}{dt} - p_0 \left(\frac{R_o}{R} \right)^{3k} \right] - \frac{(\bar{V} - \bar{V}_b)^2}{4} = 0; \\ \frac{dV_{bx}}{dt} = 2\omega^2 x + \frac{3}{4R} C_D (V_x - V_{bx}) |V_x - V_{bx}|; \\ \frac{dV_{by}}{dt} = 2\omega^2 y + \frac{3}{4R} C_D (V_y - V_{by}) |V_y - V_{by}|; \\ \frac{dV_{bz}}{dt} = -2 \frac{\rho_b}{\rho_L} g + 2g + \frac{3}{4R} C_D (V_z - V_{bz}) |V_z - V_{bz}|; \\ C_D = \frac{24}{Re_b} \left(1 + 0,197 \cdot Re_b^{0,63} + 2,6 \cdot 10^{-4} Re_b^{1,38} \right); \quad Re_b = \frac{2R |V - V_b|}{\nu}, \end{array} \right. \quad (4.9)$$

де ω – постійна кутова швидкість обертання рідини; ρ_b – густина газу в пухирці.

Розрахунки проведені за допомогою ліцензійного програмного пакета Matlab по методу Рунге-Кутта четвертого й п'ятого порядків. Для кожного моменту часу t визначалися координати $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$, $r(t)$, $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, швидкості $\frac{dx_b}{dt}$, $\frac{dy_b}{dt}$, $\frac{dz_b}{dt}$, $\frac{dR}{dt}$. Результати розрахунку зміни радіуса пухирця R , у різних точках камери показані на рис. 4.22. [328].

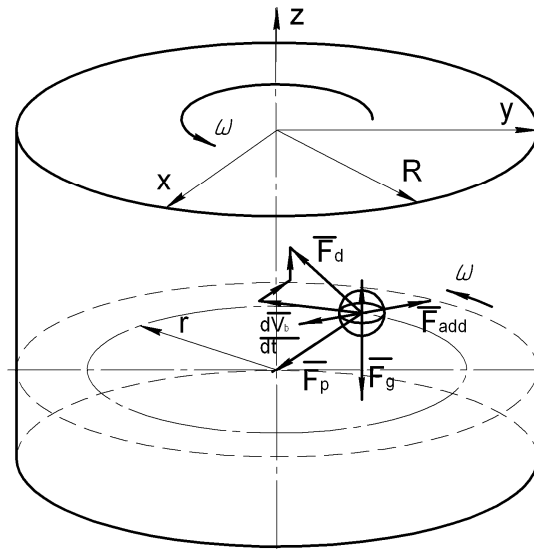


Рисунок 4.21 – Сили, що діють на пухирець у центральній області вихрової камери

Як видно з рис. 4.22, більшій кутовій швидкості обертання рідини, відповідає більша зміна значення радіуса пухирця. Для $\omega \leq 200 \text{ c}^{-1}$ зміна радіуса пухирця на перевищує одного відсотка. Крім того, як видно з рис. 4.22, б, використання рівняння Релея-Плесета, для того, щоб урахувати вплив зміни радіуса пухирця на його кінематичні характеристики, приводить до того, що різко збільшується час розрахунку внаслідок значної коливальності зміни радіуса. Таким чином, при $\omega \leq 100 \text{ c}^{-1}$, немає необхідності застосовувати для розрахунку радіуса пухирця рівняння Релея-Плесета, і спрощено в подальших розрахунках можна вважати, що пухирець при русі в області рідини, що обертається з постійною кутовою швидкістю, має постійний радіус, крім цього зменшується час, що витрачається на розрахунок.

На рис. 4.22, в наведено спостереження за пухирцями газу під час експериментальних досліджень.

На рис. 4.23 наведені типові траєкторії руху газового пухирця у вихровій камері. Вони мають гарне узгодження з теоретичними й експериментальними дослідженнями, наведеними в роботі [334]. При зміні основних параметрів, що впливають на кінематичні характеристики руху (ω , R_b , ν), вид траєкторій незмінний, що видно на рис. 4.23, а, де суцільною й переривчастою лініями показані дві траєкторії з різним набором ω , R_b , ν .

Певні припущення щодо постійної кутової швидкості дало можливість при узгодженні з експериментальними дослідженнями аналітично розрахувати траєкторії руху газових пухирців та аналітично оцінити вплив режимних факторів роботи ВКН, що складно зробити при моделюванні тривимірної течії.

Основне розходження між траєкторіями – час, у плинні якого газовий пухирець досягає області осьового вихідного каналу вихрової камери. Таким чином, при однаковому виді траєкторій, можливі два варіанти руху пухирця у вихровій камері: якщо пухирець досягає осі, то він там і залишається, якщо пухирець досягає верхньої торцевої стінки вихрової камери (тонка лінія на рис. 4.23, б раніше, ніж осі вихрової камери, то він може бути евакуйований течією рідини в прикордонному шарі на торцевих стінках, що залишає вихрову камеру.

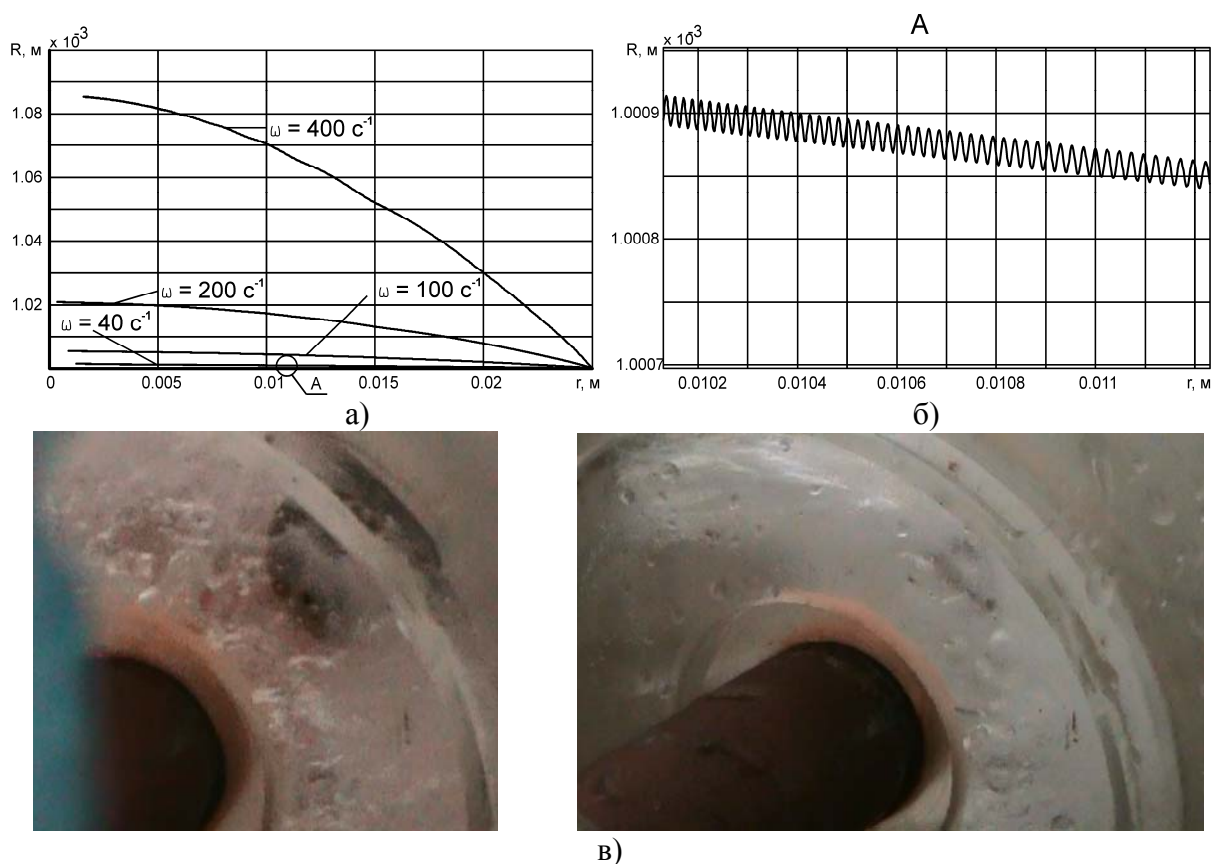


Рисунок 4.22 – Залежність радіуса пухирця від радіуса вихрової камери

Основними параметрами, що впливають на час, за який пухирець може досягти радіуса вихідного осьового каналу, є ω , R_b , ν , що видно із системи рівнянь (4.9).

Тому що при русі пухирця в потоці рідини через певний момент часу, швидкості пухирця й рідини зрівнюються, то можна вважати, що обтікання пухирця відбувається з невеликими числами Рейнольдса Re_b , тоді можна допустити, що $C_D = \frac{24}{Re_b}$ або $C_D = \frac{12\nu}{R\omega r}$. Тоді, шляхом перетворень системи (4.9) можна одержати, що основний комплекс, який робить вплив на траєкторію є –

$\frac{2}{9} \frac{\omega R}{\nu}$. Це підтверджується результатами розрахунку часу досягнення газовим пухирцем радіуса вихідного осьового каналу короткої вихрової камери $\left(\bar{R}_0 = 0,2 \frac{R_0}{R_k} \right)$, показаними на рис. 4.24.

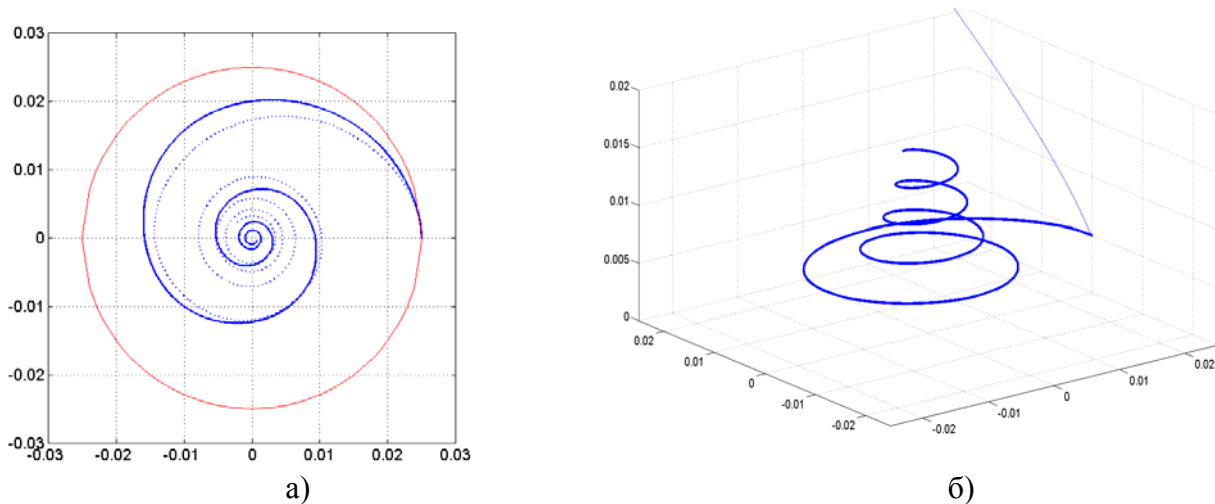


Рисунок 4.23 – Результати розрахунку траєкторії газового пухирця в рідині, що обертається з постійною кутовою швидкістю (а – у меридіанній площині, б – у просторі)

Як видно з рис. 4.24, час, необхідний газовому пухирцю, щоб досягти осьового каналу в торцевій стінці вихрової камери, прямо пропорційний комплексу величин $(R\omega)^{-1}$, що підтверджується квадратом змішаної кореляції, рівним 0,988. Залежність часу від кінематичної в'язкості рідини не наведена, тому що дослідження проводилися при постійній в'язкості, рівній в'язкості води. Загалом кажучи, час руху, як і кінематичні характеристики руху пухирця залежать від комплексу величин $-\frac{\nu}{\omega R}$.

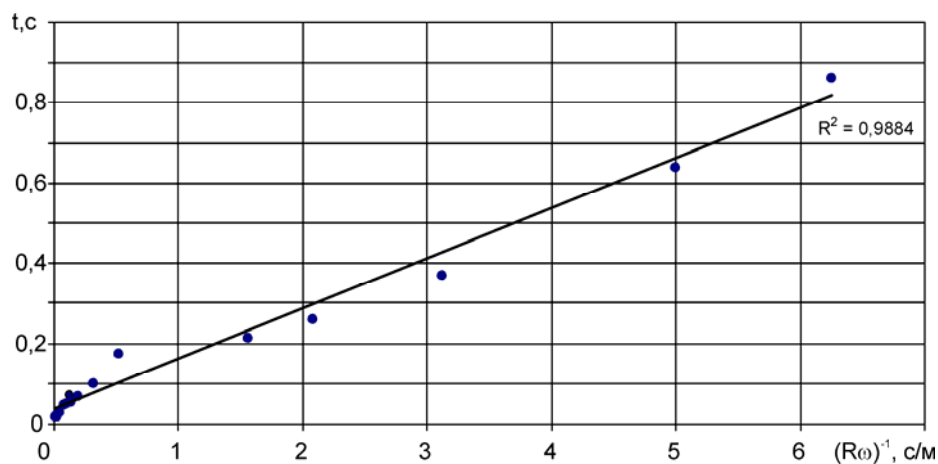


Рисунок 4.24 – Залежність часу руху пухирця в камері від комплексу параметрів $R\omega$

Таким чином, чим більше кутова швидкість обертання рідини, і, чим більший початковий радіус газового пухирця, тим менший час необхідний йому

щоб досягти осі вихрової камери, і навпаки, чим менші кутова швидкість обертання й радіус, тим більший необхідний час.

Таким чином, за результатами експериментальних досліджень вихорокамерних нагнітачів можна зробити висновки:

1. Встановлено робочі характеристики вихорокамерних нагнітачів двох режимів роботи, зведено експериментально отримані характеристики нагнітача до універсальної характеристики, знайдено максимум коефіцієнта корисної дії. По-друге, знайдено залежності тиску і витрати на виході з нагнітача від тиску живлення, знайдено автотельні за числом Рейнольдсу режими, масові витрати. По-третє, досліджено енергетичні характеристики і удосконалено конструкцію шляхом випробувань різних комбінацій фаз гетерогенних середовищ. По-четверте, встановлено адекватність отриманих математичних моделей на якісному і кількісному рівнях, визначено вірогідність отриманих теоретичних висновків і положень.

2. За результатами порівняння гідродинамічних параметрів таких як, кут розкриття струменя у вихорокамерному нагнітачів, знайдено, що величина кута майже не відрізняється в експериментальних та теоретичних дослідженнях.

3. Проведено експериментальні дослідження робочих характеристик вихорокамерних нагнітачів у режимі двостороннього усмоктування потоку, що перекачується. Характеристики ВКН у бездренажному режимі роботи можуть бути зведені до універсальної характеристики $Q = f(p)$.

4. При роботі пристрою на нестисливому робочому середовищі є максимум коефіцієнта корисної дії в зоні $1,7 Q_e / Q_s$. При збільшенні відношення тиску виходу p_e до входу p_s відношення витрат на виході й усмоктування в пристрій до витрати активного потоку падає.

5. Зі зростанням опору у вихідному каналі, тобто зі зростанням співвідношення p_e / p_s , зменшується відносна витрата середовища, що перекачується. При збільшенні повного тиску активного потоку у вхідному каналі, збільшується коефіцієнт ежекції (відносна витрата середовища, яке перекачується).

6. Результати математичного моделювання і експериментальні дослідження показують, що гравітація впливає на характеристики вихорокамерних нагнітачів. Так, якщо напрямки сили тяжіння і вектору швидкості часток протилежні, втрати стають менше.

7. Втрати в нагнітачі збільшуються зі зростанням діаметра твердих часток, що обумовлюється більшою інерційністю великих за розміром часток, що, потрапляючи у вихрову камеру ВКН, не встигають придбати кінетичну енергію потоку, що несе, і потрапляють у дренажний канал.

8. Продуктивність нагнітача зменшується при використанні схем, коли тверді частинки потрапляють у нагнітач під дією вакууму, а не безпосередньо під дією сили тяжіння приблизно в 5 разів. При використанні положення нагнітача, при якому напрямки сили тяжіння і вектору швидкості часток протилежні продуктивність зменшується приблизно на 25 %, відносні втрати зменшуються приблизно в 1,5 рази.

9. Зношування стінок вихрової камери ВКН залежить від масової витрати твердих частинок, що потрапляють у камеру. При всіх значеннях витрати та відповідно й концентрації твердих частинок спостерігається рівномірне зношування усіх стінок. Це говорить про те, що для підвищення надійності та довговічності пристроїв з вихровою камерою, та ВКН зокрема, достатньо збільшувати товщину стінок вихрової камери.

10. Урахування приєднаної маси газового пухирця істотно впливає на вид його траєкторії. Крива, отримана з урахуванням приєднаної маси, має гарне узгодження з експериментальними дослідженнями.

11. Як показали розрахунки, силу, що виникає внаслідок зміни обсягу пухирця, немає необхідності враховувати, тому що пухирець не встигає значно змінювати свій обсяг під час руху до осі вихрової камери. Велика кількість пухирців на осі вихрової камери накопичуються й утворюють газовий вихровий шнур.

12. Чим більше кутова швидкість обертання рідини, тим більша зміна радіуса пухирця при русі його до осі вихрової камери. Для $\omega \leq 100 \text{ с}^{-1}$ зміну радіуса пухирця на перевищує одного відсотка. В цьому випадку немає необхідності застосовувати для розрахунку радіуса пухирця рівняння Релея-Плесета, і можна вважати, що пухирець при русі в області рідини, що обертається з постійною кутовою швидкістю, має постійний радіус.

13. Можливі два варіанти руху пухирця у вихровій камері, залежно від того, що він раніше досягне – осі камери або торцевої стінки. Якщо пухирець досягає осі, то він там і залишається, якщо пухирець досягає торцевої стінки, то він може бути евакуйований течією рідини в приміжовому шарі на торцевих стінках, що залишає вихрову камеру.

14. Час, необхідний газовому пухирцю, щоб досягти осьового каналу в торцевій стінці вихрової камери, прямо пропорційний комплексу величин $(R\omega)^{-1}$. Отже, чим більше кутова швидкість обертання рідини, і, чим більше початковий радіус газового пухирця, тим менший час необхідний йому, щоб досягти осі вихрової камери, і навпаки, чим менші кутова швидкість обертання й радіус, тим більший необхідний час.

РОЗДІЛ 5

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ОДНОРІДНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

5.1. Особливості робочих процесів вихорокамерних нагнітачів

Результати досліджень характеристик ВКН, проведених раніше [113, 125, 143, 152, 154, 193] показали, що середовище, яке перекачується надходить у вихрову камеру під дією сили ваги, і її частина, не встигнувши придбати кінетичну енергію від несучого потоку, разом з ним надходить у дренажний канал, що приводить до втрат середовища, що перекачується насосом, які становлять до 15 %. Першим кроком удосконалення стало дослідження впливу гравітації та можливості зменшення втрат середовища, що перекачується за допомогою зміни орієнтації насосу в просторі [193]. З іншої сторони, необхідно провести дослідження можливості зменшення втрат за рахунок зміни геометричних параметрів насосу та знаходження найбільш раціональних геометричних розмірів нагнітача з метою виключення витрати середовища, що перекачується.

Результати досліджень роботи вихрових клапанів і гідропневмоагрегатів, що використовують поля відцентрових сил, наведені в роботах [157, 205, 219, 247, 335] показали, що величина й розміри області вакууму на осі вихрової камери залежать від співвідношення геометричних розмірів каналів, що підводять і відводять рідину з камери.

Геометричні розміри вихорокамерних нагнітачів можна звести до вектора безрозмірних параметрів [153]:

$$\Phi = [\bar{F}_s, \bar{F}_e, \bar{F}_{in}, \bar{F}_{out}, \bar{H}],$$

де $\bar{F}$ – площа поперечного перетину відповідного каналу, віднесена до площі горла вихрової камери. Індексами s, e, in, out відповідно позначені площі каналів живлення, виходу, осьового каналу входу й осьового каналу виходу або дренажного каналу; $\bar{H}$ – відносна висота вихрової камери, віднесена до діаметра горла вихрової камери. Тоді для ВКН із дренажним каналом маємо наступний набір параметрів:

$$\Phi_1 = [\bar{F}_s, \bar{F}_e, \bar{F}_{in}, \bar{F}_{out}, \bar{H}]_1,$$

якщо $Q_{out} > 0$, то $\Phi = \Phi_1$ й $Q_{out} \approx (0,01...0,1)Q_{in}$.

Для ВКН без дренажного каналу:

$$\Phi_2 = [\bar{F}_s, \bar{F}_e, \bar{F}_{in}, \bar{F}_{out}, \bar{H}]_2,$$

якщо $Q_{out} < 0$, то $Q_{out} = Q_{in1}$ й $\Phi = \Phi_2$.

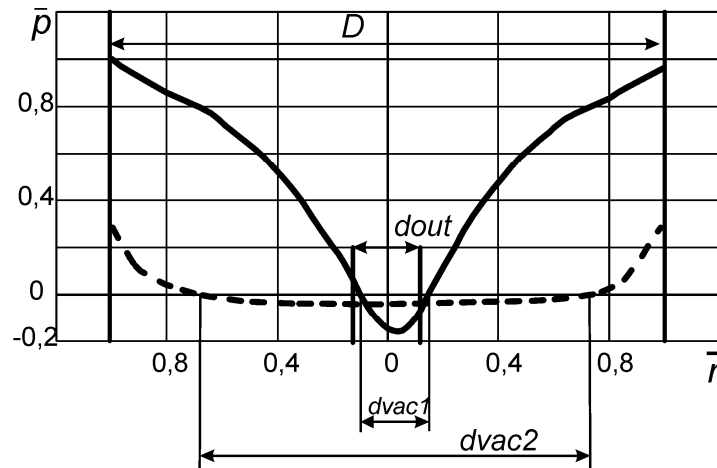


Рисунок 5.1 – Розподіл відносного статичного тиску уздовж радіуса вихрової камери (суцільна – Φ_1 , штрихова – Φ_2)

Для підтвердження висунутих гіпотез роботи насоса без втрат середовищ, що перекачують, був зроблений розрахунок параметрів роботи насоса на основі числового моделювання.

Результати математичного моделювання й фізичного спостереження показують, що при площі тангенціального каналу живлення більшої, ніж тангенціального канал виходу, виникають втрати середовища, що перекачується за допомогою ВКН. На рис. 5.1 показане розрахунковий розподіл відносного статичного тиску (тиск віднесений до тиску на периферії камери p_R для конструкції Φ_1) уздовж радіуса вихрової камери (суцільна лінія), що добре погодиться з експериментальними результатами, отриманими для вихрових камер вихрових клапанів [157].

Спостерігається значний градієнт тиску в приосьовій зоні, внаслідок чого збільшення діаметра вихідного каналу приводить до того, що частина потоку виходить із вихрової камери під дією позитивного тиску, і виникають втрати, а інша частина потоку всмоктується в камеру поблизу осі вихрової камери.

У результаті моделювання отримано, що величина взаємного співвідношення площ тангенціальних каналів живлення й виходу (F_s / F_e) впливає на характер робочого процесу перекачування середовищ. Починаючи з деякого значення співвідношення F_s / F_e , втрати середовища, яке перекачується зникають, і відбувається її всмоктування через обидва осьові канали у торцевих кришках вихрової камери насоса, і його можна назвати вихорокамерним нагнітачем без дренажного каналу.

На рис. 5.1 показаний розрахунковий розподіл відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери (штрихова лінія), характер і градієнт якого істотно відрізняється від результатів, отриманих для вихрових клапанів [157] і ВКН (суцільна лінія), у яких особливістю робочого процесу було виникнення втрат через осьовий дренажний канал.

Видно, що градієнт тиску в приосевій зоні практично відсутній і ця зона продовжується на досить велику відстань від осі, внаслідок чого збільшення діаметра вихідного каналу дозволяє всмоктувати потік, що перекачується насо-

сом з обох осьових каналів. Усмоктування з обох осьових каналів приводить до того, що втрати середовища, що перекачується зводяться до нуля, однак зменшується тиск потоку на виході з насоса, що видно при порівнянні суцільної й штрихової ліній на рис. 5.1, за показниками відносного тиску на периферії вихрової камери (1 й 0,25 відповідно). Крім того, зменшується й величина вакууму на осі вихрової камери ($-0,16$ й $-0,04$ відповідно). Дані за тиском отримані при використанні однакових граничних умов на вході в ВКН для обох конструкцій [327].

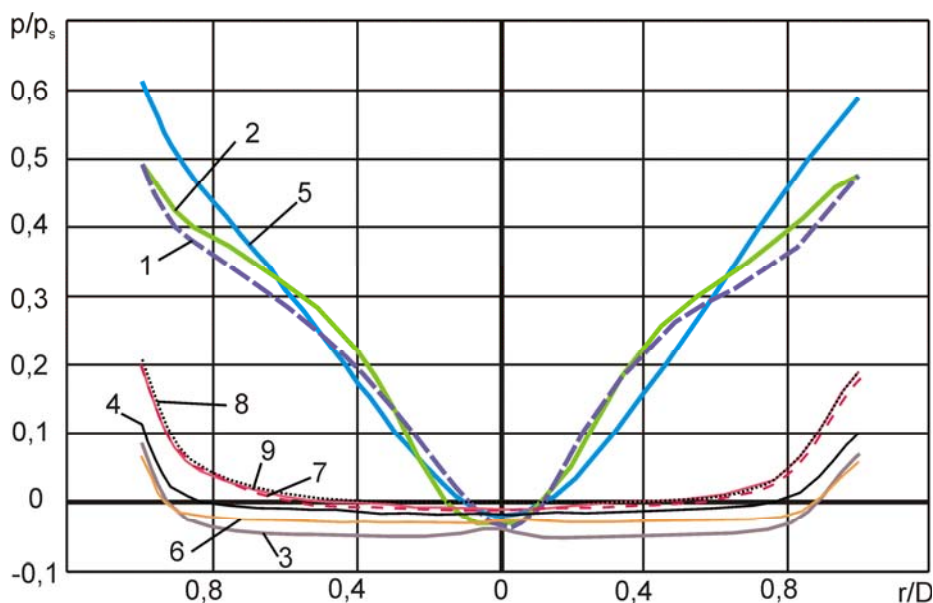


Рисунок 5.2 – Розподіл відносного статичного тиску уздовж радіуса вихрової камери (1,2,5 – Φ_1 , 3,4,6,7,8,9 – Φ_2)

Для визначення взаємного співвідношення площ тангенціальних каналів живлення й виходу (F_s / F_e), яке впливає на характер робочого процесу перекачування середовищ було проведено планування числових експериментів. При проведенні числового експерименту було обрано фактори, які можуть істотно впливати на характеристики нагнітача ($\bar{f}_e = \frac{F_e}{F_s}$, $\bar{f}_{in} = \frac{F_{in}}{F_s}$). Інші геометричні параметри нагнітача не варіювалися, виходячи з їх оптимальних значень, отриманих при оптимізації роботи вихрових камер для вихрових клапанів і гідропневоагрегатів, що використовують поля відцентрових сил, наведені в роботах [157, 205, 241]. За допомогою апріорної інформації про характеристики нагнітача були визначені значення факторів, при яких виходять результати, близькі до оптимального. Ці точки при плануванні розглядалися як нульовий (основний) рівень – $\bar{f}_e = 1,8$, $\bar{f}_{in} = 4$. Таким чином, варіювання факторів здійснювалося в наступних діапазонах: $\bar{f}_e = 0,4 \dots 5$, $\bar{f}_{in} = 1,18 \dots 6,62$. У результаті була отримана матриця планування [2, 65, 116], що містить дев'ять експериментальних точок, розрахунковий розподіл відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери представлено на рис. 5.2 (дев'ять кривих відповідають дев'яти точкам матриці планування).

Порівняння розподілів відносних статичних тисків уздовж радіуса вихрової камери обох конструкцій насоса показав, що в конструкції Φ_2 зменшується тиск на периферії приблизно в 4 рази.

За результатами числового експерименту було побудовано залежності ККД і відносної витрати в каналі out $\bar{Q}_{in}$ від факторів, що варіювалися (рис. 5.3).

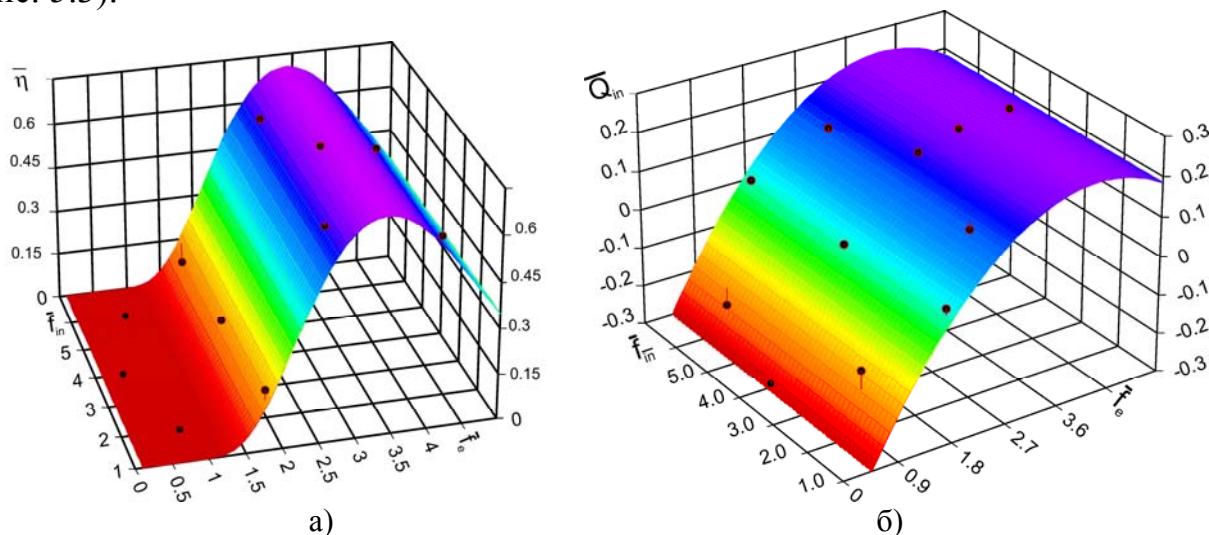


Рисунок 5.3 – Залежності ККД (а) і відносної витрати в каналі out (б) від геометричних параметрів вихорокамерного нагнітача

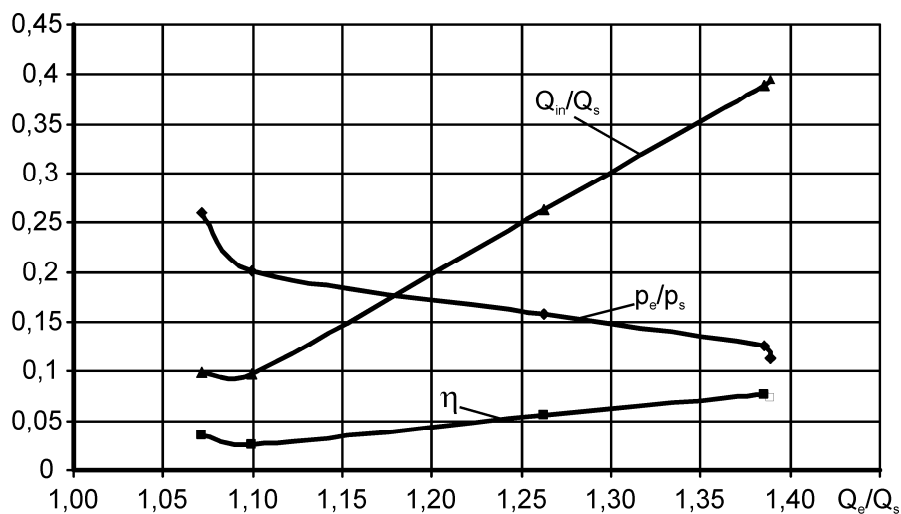


Рисунок 5.4 – Розрахункова характеристика ВКН конструкції Φ_2 , з геометричними параметрами $\bar{f}_e = 3,72$; $\bar{f}_{out} = 2,72$.

З рис. 5.3, видно, що енергетичні характеристики нагнітача практично не залежать від площі каналів усмоктування ($\bar{f}_{in}$) і можна визначити оптимальне значення геометричних параметрів, при якому досягається максимум ККД: $\bar{f}_e = 3,72$; $\bar{f}_{out} = 2,72$. Починаючи з $\bar{f}_e = 1,73$, втрати середовища, що перекачується, у дренажному каналі зникають, і відбувається всмоктування, через обидва осьові канали у торцевих кришках вихрової камери нагнітача.

Для оптимальної конструкції насоса розрахунковим шляхом була побудована характеристика нагнітача, представлена на рис. 5.4. Експериментальна характеристика для конструкції Φ_2 наведена на в [125].

З характеристики, наведеної на рис. 5.4, видно, що при збільшенні відносного тиску $\bar{p}_e$, знижуються енергетичні характеристики насоса: ККД і кількість середовища, що перекачується.

Таким чином, визначено геометричні співвідношення, при яких можливі два різних режими роботи вихорокамерних нагнітачів: з викидом середовища через дренажний канал, і з усмоктуванням. Зазначені робочі процеси приводять до двох різних характеристик: перша – з високою напірністю й низькою продуктивністю Φ_1 , а друга – з низькою напірністю, але з високою продуктивністю Φ_2 . На основі методів планування числових експериментів на математичній моделі проведена оптимізація геометричних параметрів вихрової камери й отримані оптимальні співвідношення відносних площ вихідного тангенціального $\bar{f}_e$ й вхідних осьових каналів $\bar{f}_{in}$ для забезпечення максимального коефіцієнта корисної дії ВКН ($\bar{f}_e = 3,72$; $\bar{f}_{out} = 2,72$).

5.2. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних нагнітачів

Поліпшити енергетичні характеристики вихорокамерних нагнітачів можна за рахунок зменшення втрат на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [169], що може привести до більш досконалих енергетичних характеристик нагнітачів.

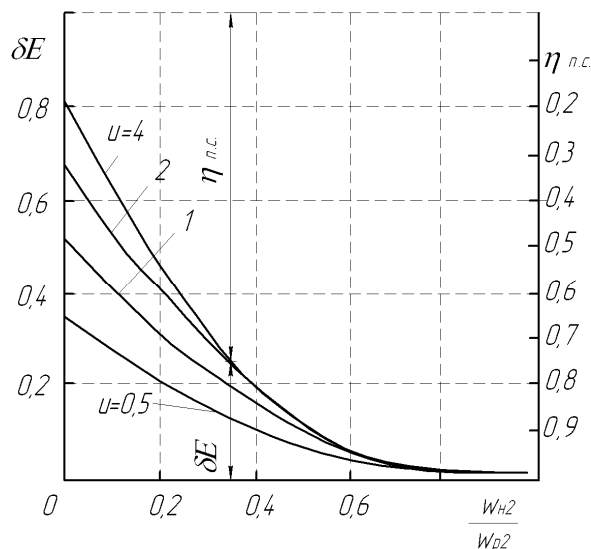


Рисунок 5.5 – Відносні втрати на удар у струминних апаратах

У струминних апаратах, навіть ідеалізованих (без втрат на тертя), ККД менше 1, оскільки основною особливістю струминних апаратів є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а цей процес приводить до втрати на удар, тобто до втрати (дисипації) частини працездатної енергії потоків [169].

Збільшення вхідної швидкості потоку, що ежектуюється, знижує втрати на удар. Однак при цьому витрачається додаткова робота на тертя на вхідній ділянці камери змішання й у дифузорі, тому що підвищення швидкості потоку, що ежектуюється, приводить до зниження тиску в камері змішання. Ця обставина є одним з основних недоліків струминних насосів й ежекторів, тому що не дозволяє підвищити ККД вище 25...30 %. Як видно з рис. 5.5, наведеного у [169], втрата на удар (δE) залежить, у першу чергу, від відношення швидкостей потоку, що перекачується (V_{in}), і робочого потоку (V_s) на вході у вихрову камеру змішання. Чим це співвідношення ближче до одиниці, тим менше втрата на удар.

Для визначення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у вихорокамерному нагнітачі був зроблений числовий експеримент [196].

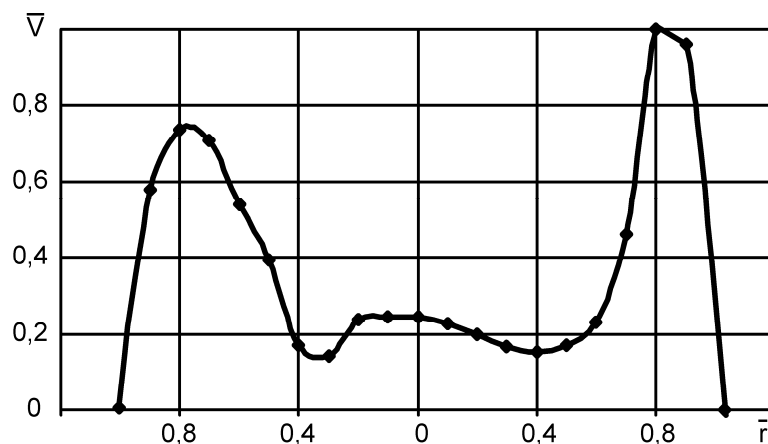


Рисунок 5.6 – Профіль відносної повної швидкості середовища на нижній торцевій стінці без подачі потоку, що перекачується

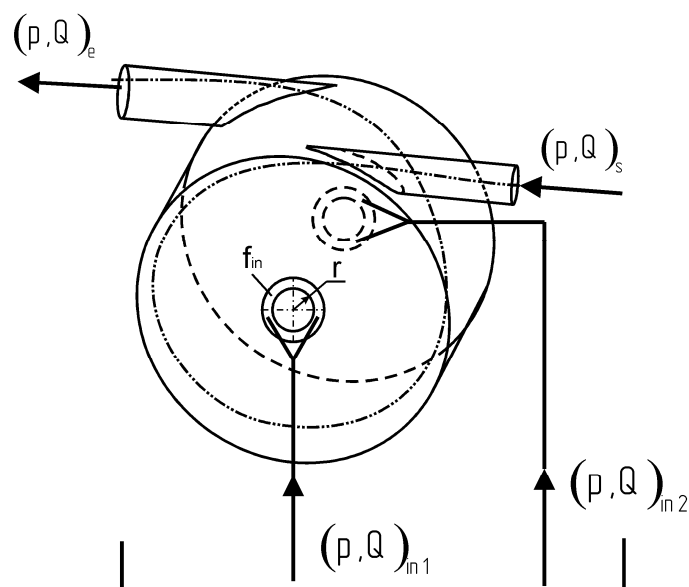


Рисунок 5.7 – Вихорокамерний нагнітач із удосконаленими умовами всмоктування середовища

Результати розрахунку повної швидкості наведені на рис. 5.6. З нього видно, що в приосьовій зоні, де спостерігається найбільше зниження тиску, швидкості становлять 20...30% від максимальної швидкості, що приводить до того,

що всмоктаний потік ударяється об ядро потоку, що обертається з невеликою швидкістю. При збільшенні відносного радіуса $\bar{r} = r/R$ (R – радіус вихрової камери) зростає й швидкість потоку, і введення потоку, що перекачується, на віддаленні від центра камери приведе до меншого співвідношення швидкостей робочого потоку та потоку, який перекачується, що дозволить зменшити втрати на удар. Уведення потоку на відстані від осі камери вимагає зміни форми поперечного перерізу осьових каналів входу на кільцеву (рис. 5.7).

Введення потоку через кільцевий канал на відстані від осі вихрової камери змінює профіль швидкості, як показано на рис. 5.7.

На рис. 5.8 показані відносні профілі швидкості у вихровій камері при різних умовах входу середовища, що перекачується. Швидкості віднесені до відповідних повних швидкостей середовища при відсутності всмоктування через осьові канали. Як було сказано раніше, чим ближче співвідношення швидкостей до одиниці, тим менше втрати на удар. При всмоктуванні через осьовий канал у центрі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 1,6, тобто є точки, де швидкість середовища, що перекачується, більше ніж швидкість у вихровій камері і є точки – де менше. У випадку всмоктування через кільцевий канал на віддаленні від осі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 0,8, чим можна пояснити менші втрати на удар і більш досконалі енергетичні характеристики.

Зміна форми поперечного перетину осьових каналів, а також зсув введення середовища, що перекачується відносно осі, де спостерігається найбільше розрідження, приводить до зміни оптимальних геометричних параметрів вихорокамерних нагнітачів, отриманих у роботі [327]. Тому, для визначення оптимальних енергетичних характеристик вихорокамерних нагнітачів був проведений числовий експеримент на основі методів планування.

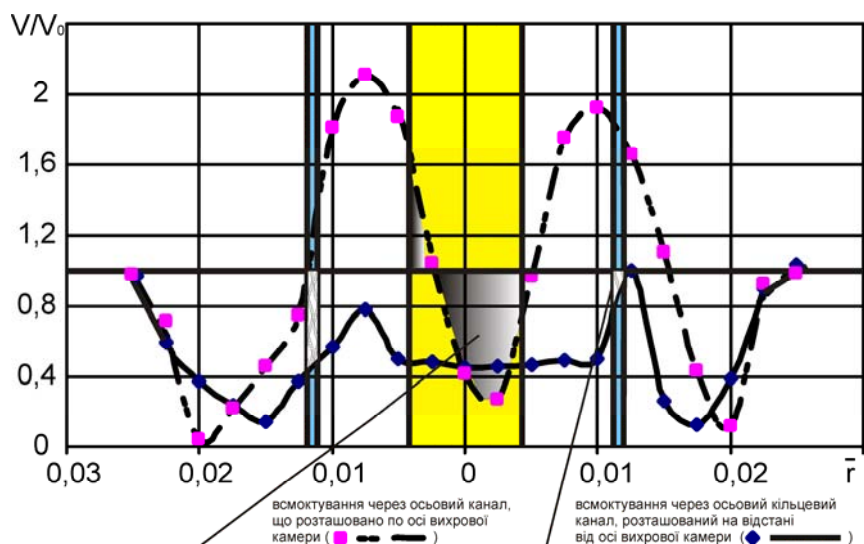


Рисунок 5.8 – Профілі відносної повної швидкості середовища на нижній торцевій стінці з усмоктуванням середовища, що перекачується, через осьові канали у центрі вихрової камери й на відстані від неї

При проведенні числового експерименту було обрані фактори, які істотно впливають на характеристики нагнітача ($\bar{r}$, $\bar{f}_{in}$ – відносна площа осьових каналів входу, віднесена до площі каналу живлення). Інші геометричні параметри нагнітача не варіювалися, виходячи з їх оптимальних значень, отриманих при оптимізації роботи вихорокамерних нагнітачів, наведених в розділі 5.1. За допомогою апріорної інформації про характеристики нагнітача були визначені значення факторів, при яких виходять результати, близькі до оптимальних. Ці точки при плануванні розглядалися як нульовий (основний) рівень – $\bar{r} = 0,45$, $\bar{f}_{in} = 4$. Таким чином, варіювання факторів здійснювалося в наступних діапазонах: $\bar{r} = 0 \dots 0,9$, $\bar{f}_{in} = 2 \dots 6$. У результаті була отримана матриця планування, що містила дев'ять експериментальних точок.

За результатами числового експерименту було побудовано залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру ($\bar{p}_{vac}$) від факторів, що варіювалися (рис. 5.9). ККД був віднесений до ККД вихорокамерного насоса з оптимальними характеристиками, отриманими в [327] для $\bar{r} = 0$ й $\bar{f}_{in} = 2,72$. $\bar{p}_{vac} = p_{vac} / p_s$, де p_{vac} – середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру.

З рис. 5.9, а, видно, що оптимальне значення відносного ККД відповідає геометричним параметрам: $\bar{r} = 0,26$, $\bar{f}_{in} = 6$, при цьому $\bar{\eta} = 1,09$. ККД нагнітача незначно залежить від площі каналів усмоктування ($\bar{f}_{in}$) і приймає приблизно однакові значення при $\bar{r} = 0 \dots 0,5$.

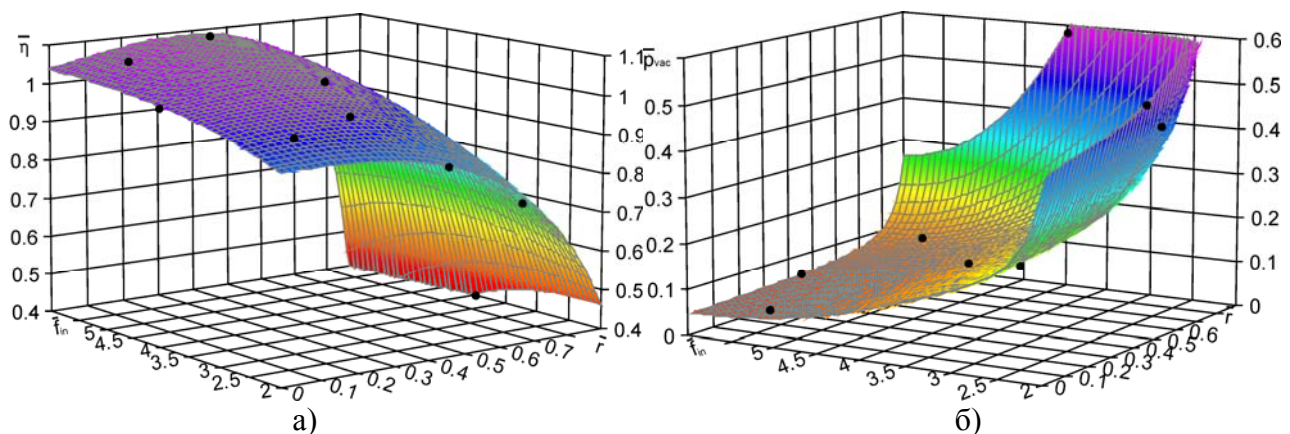


Рисунок 5.9 – Залежності відносного ККД (а) і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу від геометричних параметрів входу середовища, що перекачується, у вихрову камеру

З рис. 5.9, б, видно, що відносний середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру зростає зі збільшенням $\bar{r}$ і зменшенням $\bar{f}_{in}$. Однак, при цьому значно знижується коефіцієнт ежекції, що приводить до зниження ККД. Рациональними конструкціями нагнітача при вакуумуванні замкнених обсягів, будуть конструкції з $\bar{r} = 0 \dots 0,5$ й $\bar{f}_{in} = 2 \dots 2,5$.

Адекватність математичної моделі перевірялася різними способами, зокрема, на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, а також кількісним – порівнянням розрахункового розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери з експериментальними даними. При цьому розбіжність між розрахунковими значеннями і експериментальними не перевищує $\Delta \bar{p} = 0,1$. Крім того, контролювалася похибка за інтегральними параметрами такими як: витрати на вході, виході з апарату, витрата, що всмоктується в нагнітач, а також тиск на виході з нагнітача. Похибка за усіма параметрами, крім витрати, що всмоктується не перевищувала 5%. Похибка розрахунку витрати всмоктування складала 12 %.

5.3. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних нагнітачів

Як було сказано раніше, втрата на удар потоків, що змішуються залежить, у першу чергу, від відношення швидкостей потоку, що перекачується, і робочого потоку на вході у вихрову камеру змішання. Чим це співвідношення ближче до одиниці, тим менше втрата на удар. Щоб зменшити втрати енергії на удар при змішуванні основного та потоку, що перекачується реалізоване попереднє закручення потоку в осьових каналах, як показано стрілками на рис. 5.10. Зменшення втрат енергії відбувається внаслідок зменшення відношення швидкостей потоку [169], що перекачується, при потраплянні у вихрову камеру, і робочого потоку, що обертається навколо вісі вихрової камери.

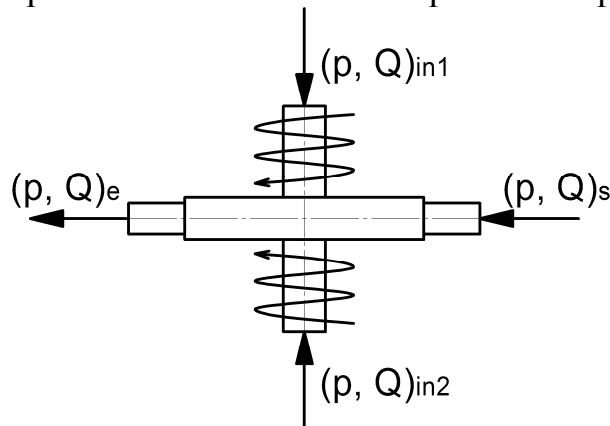


Рисунок 5.10 – Вихорокамерний нагнітач із закрученням потоку, що перекачується

Закручення потоку, що перекачується, можливо створити за допомогою завихрювачів (рис. 5.11).

За місцем розташування завихрювачі можливо розділити на апарати з торцевим завихрювачем та з завихрювачем, розташованим на циліндричній поверхні каналу. Завихрювачі можуть бути лопатними, щілинними, завитковими, тангенціальними з одним або кількома патрубками [167]. В даній роботі закручення потоку моделювалося без урахування конкретного типу завихрювача, ступінь закручення аналізувався за числом Россбі, яке пропорційне відношенню кількості руху до моменту кількості руху рідини, що обертається [167, 172, 237]. Для вихрових камер число Россбі та ступінь обертання рідини визначають

відношенням радіальної до тангенціальної складової швидкості біля циліндричної поверхні камери. Загалом, для оберткових потоків ступінь закручення можна визначити двома способами: відношенням тангенціальної швидкості до радіальної (спіральний рух) або відношенням тангенціальної швидкості до осьової (гвинтовий рух) [167, 237]. При дослідженні впливу закручення потоку на характеристики вихорокамерних нагнітачів краще підходить в якості критерію порівняння осьова швидкість, внаслідок того, що вона залежить від перепаду тисків між камерою та осьовим каналом, тому є практично незмінною, та не залежить від закручення [194].

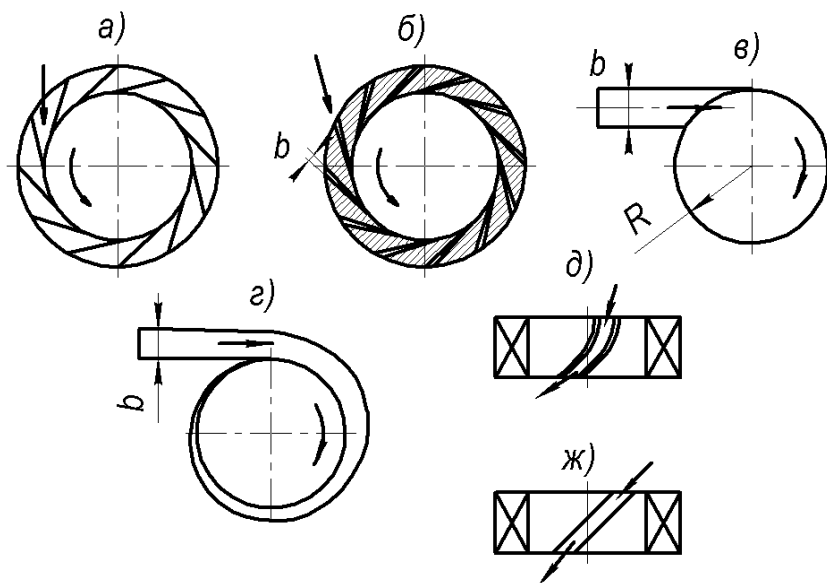


Рисунок 5.11 – Завихрювачі:

а – лопатний; б – щілинний; в – із тангенціальним патрубком; г – завитковий; д, ж – торцеві лопатні

Для подальшого аналізу оберемо в якості параметра, що характеризує закручення потоку, параметр гвинтового руху рідини, який розраховується за формулою

$$K = \frac{U_0}{W_0},$$

де U_0 – тангенціальна швидкість потоку, що перекачується; W_0 – осьова швидкість.

На рис. 5.12. представлена розрахункова модель ВКН, який включає в себе вихрову камеру змішання, тангенціальні канали входу та виходу, осьові канали всмоктування середовища, що перекачується.

Для визначення енергетичних характеристик ВКН із закрученням потоку, що перекачується, був зроблений числовий експеримент на для нестисливої рідини із SST моделлю турбулентності, яка коригувалась на кривизну ліній струму та обертання потоку. В якості робочих середовища, що перекачується, та, яке перекачують, було обрано воду. Потужність сіткової розбивки склала приблизно 5 млн. елементів для забезпечення параметра $Y^+ < 2$. Також було прове-

дено розрахунок із сітковою розбивкою на 20 млн. елементів, та отримано, що результати за розбивками в 5 та 20 млн. елементів практично не відрізняються, тому подальші розрахунки проведено із розбивкою у 5 млн. елементів.

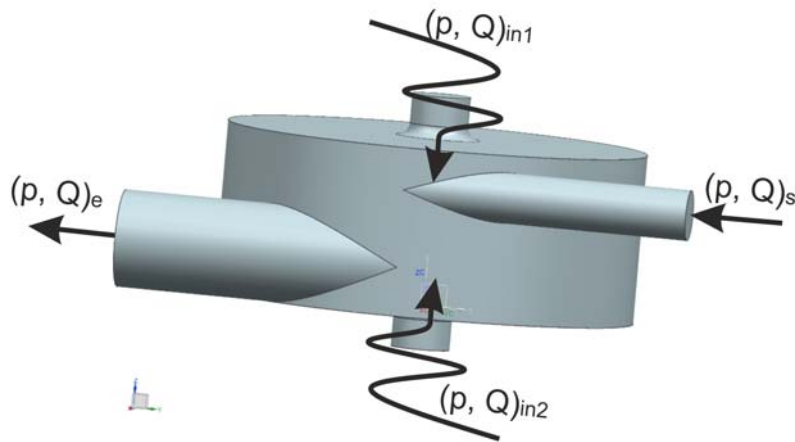


Рисунок 5.12 – Схема проточної частини ВКН, що використалась при розрахунках

Результати розрахунку залежності відносного коефіцієнту корисної дії ВКН від ступеня закручення потоку K показані на рис. 5.13. ККД розраховувався за наступною формулою:

$$\eta = \frac{p_e Q_{in}}{p_s Q_s} = \frac{\left(p_e - p_{in} + \frac{\rho(V_e^2 - V_{in}^2)}{2} \right) Q_{in}}{\left(p_s - p_e + \frac{\rho(V_s^2 - V_e^2)}{2} \right) Q_s}; \quad \bar{\eta} = \eta / \eta_0,$$

де η_0 – коефіцієнт корисної дії ВКН без попередньої закрутки потоку, що перекачується.

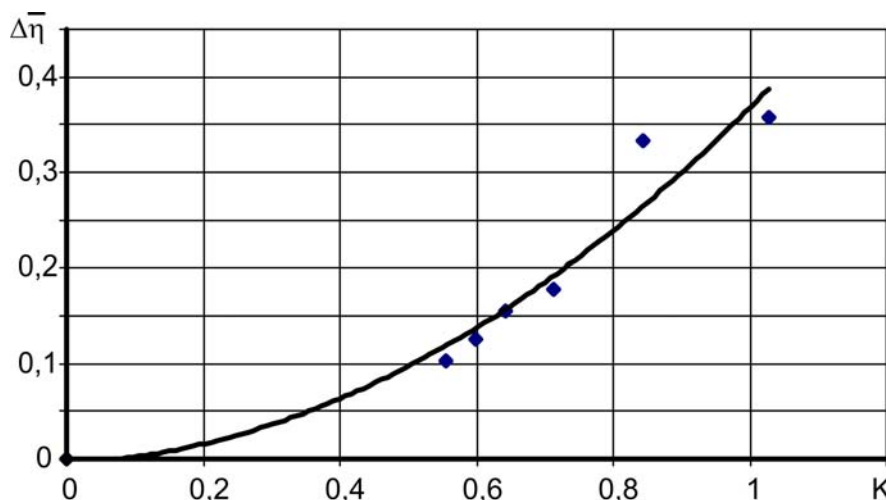


Рисунок 5.13 – Залежність відносної зміни ККД вихорокамерних нагнітачів від ступеня закручення потоку, що перекачується

Для аналізу зміни ККД будемо використати відносну зміну ККД у порівнянні з нагнітачем без попереднього закручення потоку: $\Delta\bar{\eta} = \bar{\eta} - 1$.

З рис. 5.13 видно, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [169] та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується, що привело до більш досконалих енергетичних характеристик нагнітачів, ніж наведені раніше та в [196, 197, 200, 207, 327, 329]. Так відносне зростання ККД вихорокамерних насосів із закрученням потоку склало майже 35%.

З рис. 5.14 видно, що при збільшенні закручення вхідного потоку зменшується середній вакуумметричний тиск в камері.

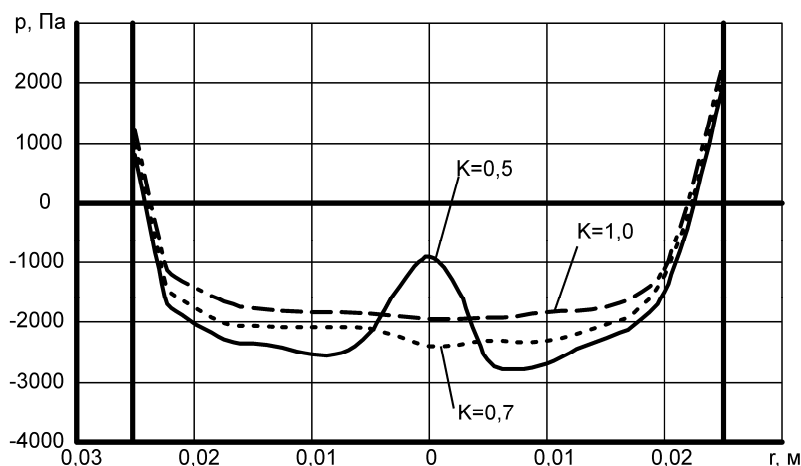


Рис. 5.14 – Розподіл тиску в центрі вихрової камери в залежності від ступеня закручення вхідного потоку

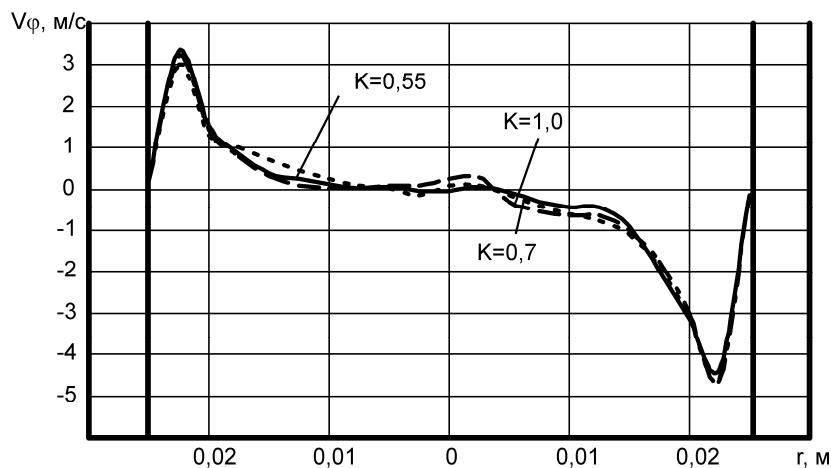


Рис. 5.15 – Розподіл тангенціальних швидкостей течії в центрі вихрової камери в залежності від ступеня закручення вхідного потоку

З рис. 5.15 видно, що попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної складової швидкостей у вихровій камері. За результатами розрахунків отримано, що закручення також не має істотного впливу на осьову складову швидкості у вихровій камері, і вона у горлі насоса залишається постійною, тобто не залежить від закручення. Тому обґрунтованим є вибір в якості критерію порівняння характеристик на основі числа Россбі саме

гвинтового руху, що базується на розрахунках у відношенні до осьової швидкості.

Адекватність математичної моделі перевірялася різними способами, зокрема, на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, а також кількісним – порівнянням розрахункового розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери з експериментальними даними. Крім того, контролювалася похибка за інтегральними параметрами такими як: витрати на вході, виході з апарату, витрата, що всмоктується в нагнітач, а також тиск на виході з нагнітача.

5.4. Використання багатоступінчастих вихорокамерних нагнітачів

У наших попередніх дослідженнях було визначено, що у залежності від співвідношень між площами каналів входу й виходу, у вихровій камері нагнітачу можна спостерігати два, принципово різних за сутністю, процеси передачі енергії, що, в свою чергу, обумовлює два типи зовнішніх характеристик: з високою напірністю і низькою продуктивністю, або навпаки – низькою напірністю і високою продуктивністю.

Підвищити напірність модифікації, що відповідає високій продуктивності, можна за рахунок конструктивного рішення, у якому реалізована ідея багатоступінчастого вихорокамерного нагнітача (рис. 5.16). На рисунку наведена модель двоступінчастого насоса із чотирма тангенціальними каналами входу основного потоку та одним тангенціальним каналом виходу. При цьому загальна площа вихідного каналу, загалом кажучи, повинна бути узгодженою з результатами досліджень, наведеними в розділі 5.1. Для забезпечення оптимальних характеристик необхідно провести повноцінне дослідження характеристик багатоступінчастих нагнітачів та оцінити оптимальні геометричні розміри, що планується зробити в наступних дослідженнях ВКН [198, 201].

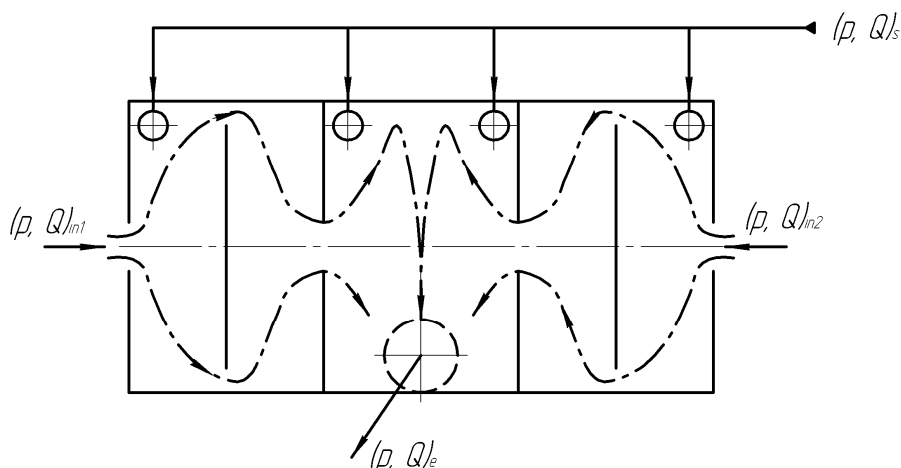


Рисунок 5.16 – Схема двоступінчастого вихорокамерного нагнітача

Для оцінки працездатності наведеної схеми двоступінчастого нагнітача було проведено експериментальні дослідження на дослідному зразку, але для повноцінної оцінки впливу режимних факторів на показники роботи насоса

проведено також теоретичне дослідження шляхом числового моделювання роботи пристрою в спеціалізованому програмному продукті OpenFoam.

Математична модель складена на основі рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини із SST моделлю турбулентності, яка коригувалась на кривизну ліній струму та обертання потоку.

На рис. 5.17-5.19 наведено поля тисків та лінії струму рідини для трьох характерних режимів роботи двокаскадного вихорокамерного нагнітача: робота першого каскаду, робота другого каскаду та обох каскадів разом.

Обґрунтування працездатності багатоступінчастих вихорокамерних нагнітачів було проведено шляхом математичного та фізичного моделювання робочого процесу у двоступінчастому вихорокамерному нагнітачі.

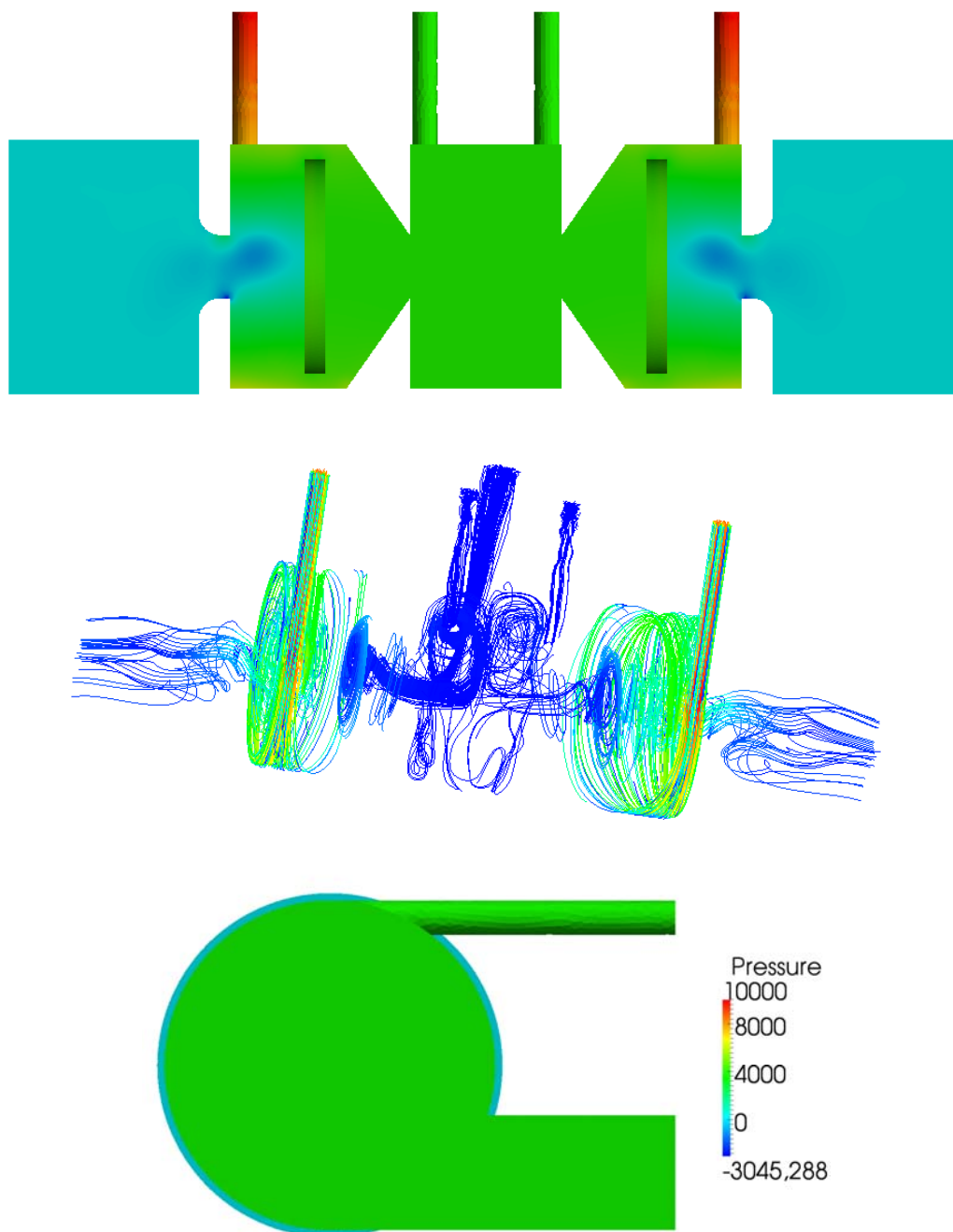


Рисунок 5.17 – Робота першого каскаду двоступінчастого вихорокамерного нагнітача

Випробування фізичної моделі двокаскадного насоса проводилося в лабораторії кафедри «Гідрогазодинаміка» СНУ ім. В.Даля.

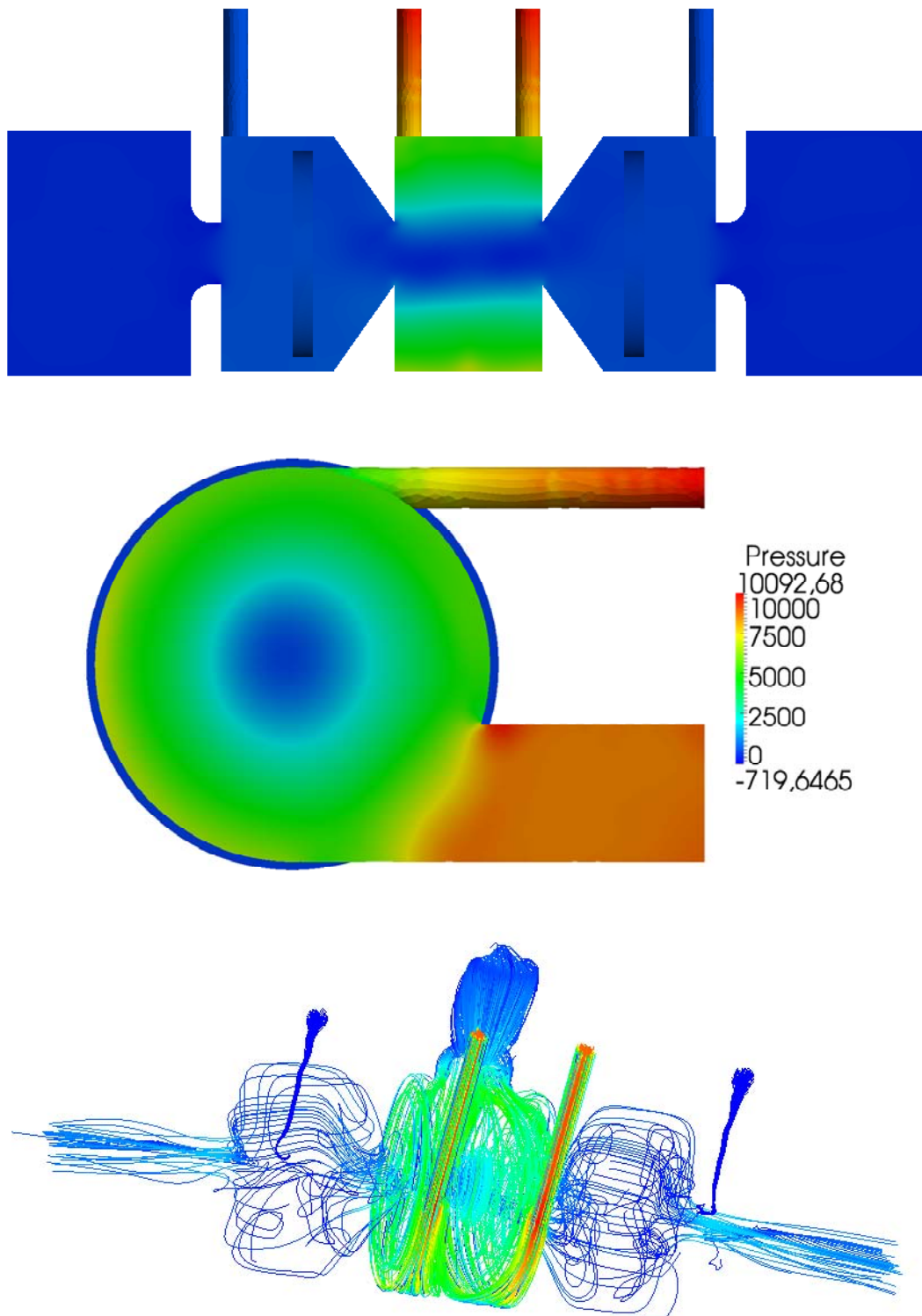


Рисунок 5.18 – Робота другого каскаду двоступінчастого вихорокамерного нагнітача

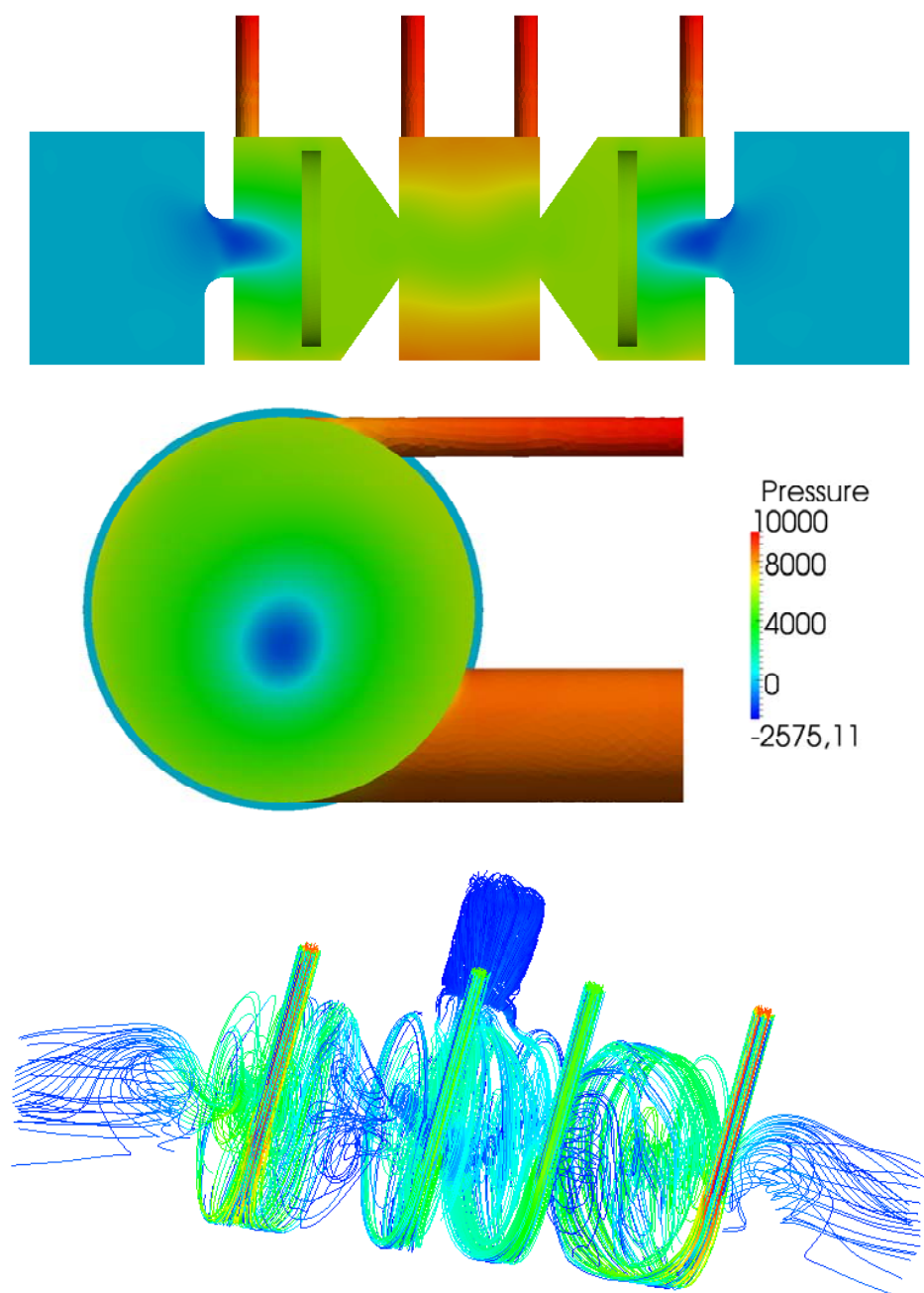


Рисунок 5.19 – Робота двоступінчастого вихорокамерного нагнітача

Співставлення результатів розрахунків та фізичних випробувань показало їхній добрий збіг на якісному і кількісному рівнях, що дає змогу зробити позитивний висновок щодо працездатності запропонованої конструкції насосу, можливості оптимізації його характеристик і подальшого створення на цій основі багатоступінчастих вихорокамерних нагнітачів.

5.5. Критерії подоби вихорокамерних нагнітачів

При фізичному моделюванні гідромеханічних процесів прийнято розрізняти геометричну, кінематичну та динамічну подоби. Для визначення цих понять використовується поняття про подібні точки – точки двох геометрично подібних фігур, однаково розташованих стосовно границь цих фігур. Гідромеханіч-

ні системи називаються геометрично подібними, якщо їх подібні розміри пропорційні, а кути в подібних точках однакові [55].

Математично геометрична подоба порівнюваних нагнітачів визначається сталістю лінійного коефіцієнта подоби:

$$K_L = \frac{D_H}{D_M} = \frac{d_{inH}}{d_{inM}} = \frac{H_H}{H_M} = \dots = const, \quad (5.1)$$

де D_H , d_{inH} , H_H й D_M , d_{inM} , H_M – діаметр вихрової камери, діаметр каналу входу й висота камери модельного й натурального нагнітачів.

Геометрична подоба вимагає сталості відношення будь-яких інших розмірів модельного й натурального нагнітачів:

$$D_M / H_M = D_H / H_H = const.$$

Строго говорячи, для повної геометричної подоби необхідно, щоб і подібність шорсткості поверхонь вихрової камери теж виконувалась, але виконання цієї умови можливо далеко не завжди.

Кінематична подоба нагнітачів говорить про те, що безрозмірні поля швидкостей у них повинні бути однакові. Крім того, геометрично подібні повинні бути й траєкторії руху рідких часток.

Математично умови кінематичної подоби виражаються у вигляді співвідношень:

$$K_V = \frac{V_{rH}}{V_{rM}} = \frac{V_{\tau H}}{V_{\tau M}} = \frac{V_{zH}}{V_{zM}} = const, \quad (5.2)$$

де V_{rH} , $V_{\tau H}$, V_{zH} й V_{rM} , $V_{\tau M}$, V_{zM} – радіальна, тангенціальна та осьова компоненти швидкості точок модельного та натурального нагнітачів.

Використовуючи геометричну подобу, з якої йде, що $V_s \sim Q_s / d_s^2$ та $V_e \sim Q_e / d_e^2$, а також подобу витрат у нагнітачі, одержуємо:

$$\begin{aligned} \frac{(Q_s / d_s^2)_H}{(Q_s / d_s^2)_M} &= \frac{(Q_e / d_e^2)_H}{(Q_e / d_e^2)_M} = const; \\ \frac{Q_{eH}}{Q_{eM}} &= \frac{Q_{sH}}{Q_{sM}} = \frac{d_{sH}^2}{d_{sM}^2} \frac{p_{sH}^{0,5}}{p_{sM}^{0,5}} \frac{\rho_H^{-0,5}}{\rho_M^{-0,5}}. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Тому що при витіканні потоку з нагнітача в атмосферу повний тиск визначається по формулі $p_e = 0,5\rho V_e^2$, те й у рівнянні (5.3) необхідно брати співвідношення $(p_{sH} / p_{sM})^{0,5}$ як співвідношення динамічних напорів.

Динамічна подоба, крім дотримання умов геометричної й кінематичної подоби вимагає подоби сил, що діють у відповідних точках потоку. Наявність динамічної подоби є достатньою умовою для існування кінематичної й геометричної подоби. Рішення рівнянь руху гідродинамічно подібних між собою потоків відрізняються друг від друга тільки масштабним коефіцієнтом. Тому, вибравши масштаб для вхідних у такі рівняння величин, можна їх перетворити до виду, коли коефіцієнти біля кожного члена рівняння стануть безрозмірними. Зазначені безрозмірні коефіцієнти називаються критеріями подоби. Основними для лопатевих машин є критерії (числа) Рейнольдса (Re), Струхала (Sh) та Ейлера (Eu). При розгляді течій, в яких сила ваги рідини відіграє визначальну роль, необхідним стає використання числа Фруда (Fr). При досягненні біля- і надзвукових значень швидкості потоку важливу роль грає число Маху (Ma) [55]. У практиці моделювання гідравлічних машин дуже велике значення має критерій подоби Ейлера. Стосовно до розглянутих умов і до вихорокамерних нагнітачів він може бути виражений у такий спосіб:

$$Eu_H = \left(\frac{p}{\rho V^2} \right)_H = Eu_M$$

$$Eu_H = \left(\frac{p}{\rho V^2} \right)_H = \left(\frac{p_e \pi^2 d_e^4}{16 \rho Q_e^2} \right)_H = \left(\frac{p_e \pi^2 d_e^4}{16 \rho Q_e^2} \right)_M ; \quad (5.4)$$

$$V_e = \frac{4Q_e}{\pi d_e^2}. \quad (5.5)$$

Використовуючи формули (5.3) і (5.4) можна виразити критерії подоби для вихорокамерних нагнітачів:

$$\frac{Q_{eH}}{Q_{eM}} = \frac{d_{sH}^2}{d_{sM}^2} \frac{p_{sH}^{0,5}}{p_{sM}^{0,5}} \frac{\rho_H^{-0,5}}{\rho_M^{-0,5}} ; \quad (5.6)$$

$$\frac{p_{eH}}{p_{eM}} = \frac{p_{sH}}{p_{sM}} ; \quad (5.7)$$

$$\frac{N_{eH}}{N_{eM}} = \frac{d_{sH}^2}{d_{sM}^2} \frac{p_{sH}^{1,5}}{p_{sM}^{1,5}} \frac{\rho_H^{-0,5}}{\rho_M^{-0,5}}. \quad (5.8)$$

Великий досвід гідравлічного моделювання взагалі й моделювання лопатевих насосів зокрема показує, що при роботі машини в області автономності, зміна числа Рейнольдса не робить помітного впливу на гідравлічний ККД [61].

Для підтвердження правильності вибору критеріїв подоби вихорокамерних нагнітачів у досить широкому діапазоні тисків, густин і геометричних розмірів було зроблено числове дослідження на основі рішення рівнянь RANS (осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стоксу) для нестисливої рідини з використанням SST моделі турбулентності з коректуванням кривизни ліній

струму й обертання потоку відповідно до проведеної в другому розділі верифікації й підбора оптимальної моделі.

Для дослідження були обрані наступні параметри роботи нагнітача: 1) робоче середовище – повітря із густиною $1,185 \text{ кг/м}^3$, $D = 0,03 \text{ м}$, повний тиск активного потоку на вході в нагнітач $p_s^{tot} = 500 \text{ Па}$; 2) робоче середовище – вода із густиною 997 кг/м^3 , $D = 0,05 \text{ м}$, повний тиск активного потоку на вході в нагнітач $p_s^{tot} = 50000 \text{ Па}$; 3) робоче середовище – вода із густиною 997 кг/м^3 , $D = 0,05 \text{ м}$, повний тиск активного потоку на вході в нагнітач $p_s^{tot} = 1,25 \text{ МПа}$. Таким чином, обрані широкі межі використання ВКН на різних робочих середовищах – газ і рідина, з різними рівнями тиску від $0,5 \text{ кПа}$ до $1,25 \text{ МПа}$.

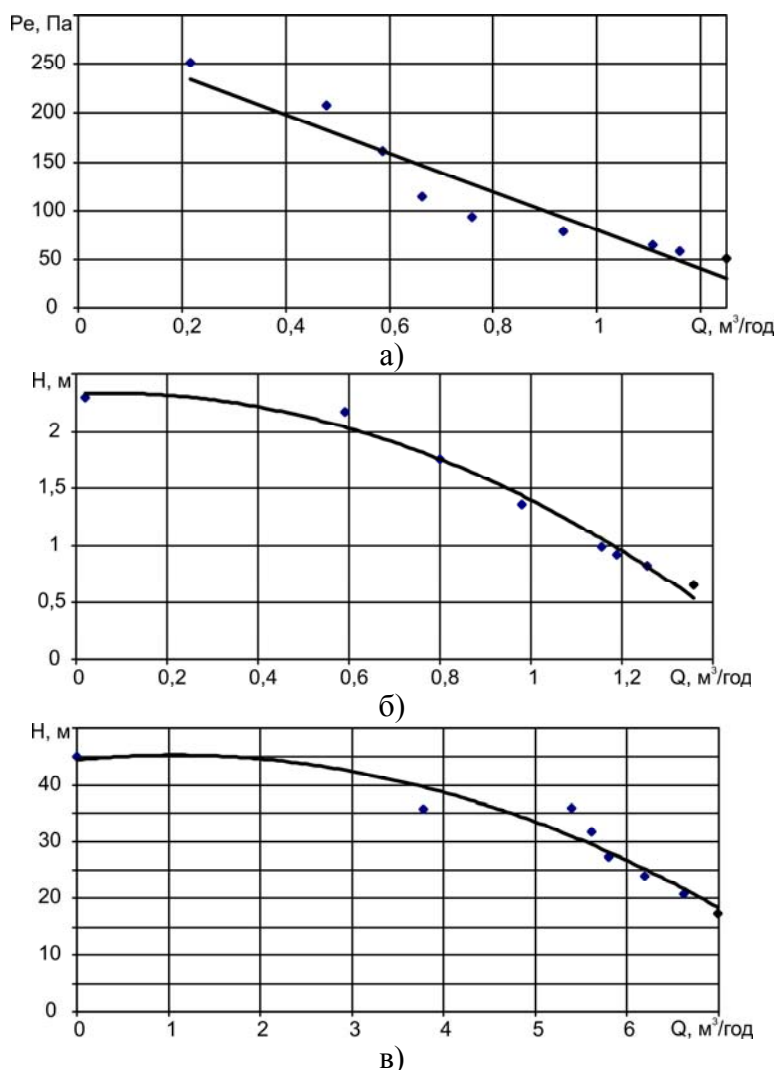


Рисунок 5.20 – Витратно-напірні характеристики вихорокамерних нагнітачів: а) – варіант 1 (повітря); б) – варіант 2 (вода); в) – варіант 3 (вода)

На рис. 5.20 представлені витратно-напірні характеристики ВКН для розглянутих трьох випадків (варіантів). Для всіх трьох варіантів роботи, параметри роботи були підібрані таким чином, щоб дотримувалися умови геометричної й кінематичної подоби.

Дотримання динамічної подоби можна перевірити шляхом сполучення витратно-напірних характеристик всіх трьох розглянутих випадків на одній безрозмірній характеристиці з урахуванням обчислень на основі формули (5.6). Тобто для сполучення, наприклад, першого й другого варіанта, характеристику першого потрібно перераховувати в такий спосіб. Лінійний коефіцієнт подоби дорівнює $K_L = \frac{D_H}{D_M} = \frac{0,05}{0,03} = 1,67$. Аналогічним образом за формулою (5.6) обчислюються значення напору й подачі нагнітача. Результат сполучення характеристик представлений на рис. 5.21.

На рис. 5.21 характеристики роботи ВКН віднесені до максимального напору й подачі витратно-напірної характеристики другого варіанта роботи. Точки, що відповідають різним режимам роботи й перекачуванню різних середовищ близько лежать до напірної кривої другого варіанта. Це говорить про справедливність твердження про подібність режимів роботи всіх трьох варіантів. Особливо це проявляється в бездренажному режимі роботи ВКН, при якому відхилення більшості точок становлять не більше 10 %.

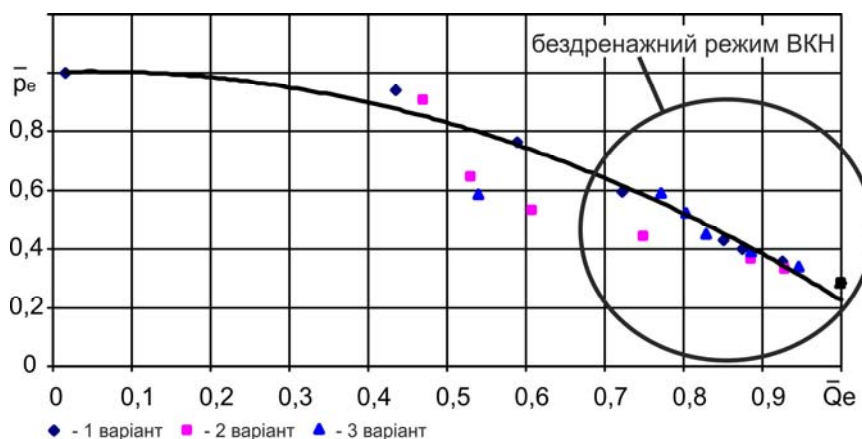


Рисунок 5.21 – Сполучені характеристики для трьох варіантів роботи ВКН

Виконання вимог кінематичної подоби проілюстроване на рис. 5.22. На рис. 5.22 видно, що виконується кінематична подоба, яка полягає в рівності безрозмірних полів швидкостей у пристрої, що працює на подібних режимах.

Для порівняння характеристик гідродинамічно подібних між собою машин часто використовують, утворені на базі математичних виражень законів подоби, так називані, наведені величини – безрозмірні (розмірні) комплекси, які визначаються з фізичних параметрів гідромашин (подачі (витрати), напору, потужності й інших). Рівність останніх забезпечує наявність часткової динамічної подоби робочих процесів моделі й натури [55].

При дотриманні всіх умов подоби, на основі рівнянь (5.6)-(5.8), виходить рівність для подібних режимів ККД. Однак, вплив шорсткості поверхні на гідравлічні втрати в нагнітачі буде приводити до деякої відмінності в значеннях ККД.

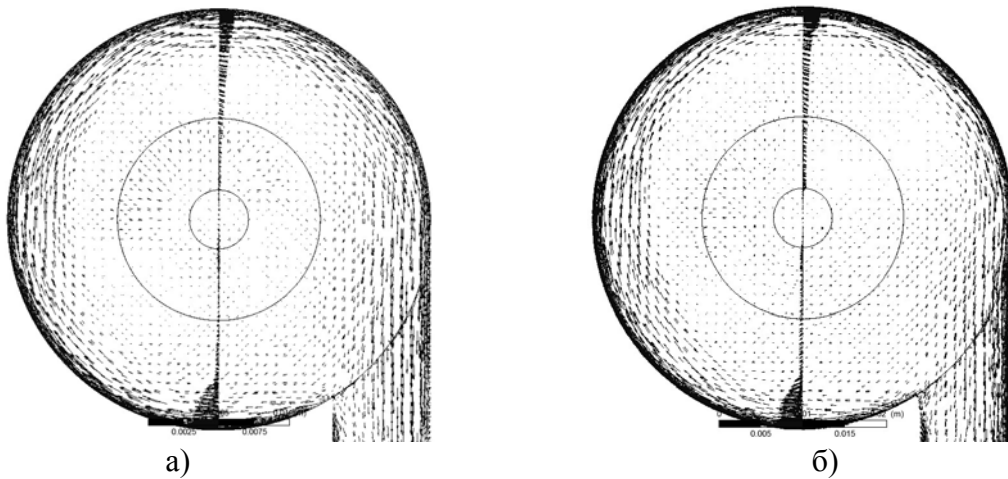


Рисунок 5.22 – Векторне поле швидкості у ВКН: а) – варіант 1 (повітря); б) – варіант 3 (вода)

Таким чином, за результатами удосконалення енергетичних характеристик ВКН, що працюють на однорідних середовищах, можна зробити наступні висновки:

1. На основі методів планування на математичній моделі проведена оптимізація умов входу середовища, що перекачується, у нагнітач, за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Отримано, що відносний ККД конструкції вихорокамерного нагнітача із введенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал на 9% більший, ніж при всмоктуванні через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери.

2. У приосьовій зоні, де спостерігається найбільше зниження тиску, швидкості потоку становлять 20...30% від максимальної швидкості, що приводить до того, що всмоктаний потік ударяється об ядро потоку, яке обертається з невеликою швидкістю. На віддаленні від центра камери зростає швидкість обертального потоку, що приводить до меншого співвідношення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, що дозволяє зменшити втрати на удар. При всмоктуванні через осьовий канал, розташований по центрі вихрової камери, співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 1,6. У випадку всмоктування через кільцевий канал на віддаленні від осі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 0,8, чим можна пояснити менші втрати на удар і більш досконалі енергетичні характеристики.

3. За результатами числового експерименту було побудовано залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру від геометричних параметрів. Оптимальне значення відносного ККД відповідає геометричним параметрам: $\bar{r} = 0,26$, $\bar{f}_{in} = 6$, при цьому $\bar{\eta} = 1,09$. ККД нагнітача незначно залежить від площі каналів усмоктування ($\bar{f}_{in}$) і приймає приблизно однакові значення при $\bar{r} = 0...0,5$.

4. Відносний середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру зростає зі збільшенням $\bar{r}$ і зменшенням $\bar{f}_{in}$. Однак, при цьому значно знижується коефіцієнт ежекції, що приводить до зниження ККД. Рацио-

нальними конструкціями нагнітача при вакуумуванні замкнутих обсягів, будуть конструкції з $\bar{r} = 0 \dots 0,5$ й $\bar{f}_{in} = 2 \dots 2,5$.

5. На основі математичного моделювання енергетичних характеристик вихорокамерних нагнітачів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується на ККД насосу. Відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується.

6. Використання попереднього закручення потоку, що перекачується привело до більш досконалих енергетичних характеристик насосів. Так відносне зростання ККД вихорокамерних насосів із закрученням потоку склало майже 35%. Попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної та осьової складових швидкостей у вихровій камері.

7. Отримано критерії геометричної, кінематичної й динамічної подоби на основі відношення трьох основних факторів подоби: геометричні розміри, тиск активного потоку на вході в пристрій, густина робочого середовища.

8. Обґрунтованість отриманих критеріїв подоби підтверджена шляхом знаходження напірно-витратних характеристик трьох подібних режимів роботи нагнітача та їх подальше об'єднання на одній характеристиці. При бездренажному режимі роботи відхилення більшості точок становить не більше 10 %.

РОЗДІЛ 6

ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ У СИСТЕМАХ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ГЕТЕРОГЕННИХ СЕРЕДОВИЩ

6.1. Порівняльний аналіз робочих характеристик струминних нагнітачів вихрового типу

Результати досліджень характеристик вихорокамерних нагнітачів, наведені раніше показали, що ефективність їх роботи може бути вище, ніж вихрових ежекторів. Однак, недостатня вивченість розподілу тиску вздовж приосьової області вихрового ежектора, відсутність адекватних розрахункових моделей [8, 28, 34, 49, 58, 85, 100, 285] вимагає перш, ніж порівнювати характеристики струминних нагнітачів вихрового типу між собою, первісного проектування вихрового ежектора з оптимальними параметрами за методиками, описаними в [28, 85]. Крім того, у публікаціях [28, 34, 49, 58, 85, 100, 285] практично відсутня інформація щодо залежностей коефіцієнта корисної дії вихрового ежектора від його геометричних розмірів. Згідно досліджень [38, 58, 113, 205, 285, 303, 338], для використання однакових умов порівняння, розрахунки можна провести в одному програмному комплексі з використанням числових експериментів на основі розрахунку рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом, замкнених $k - \omega$ моделлю турбулентності.

Порівняльний аналіз струминних нагнітачів був зроблений шляхом виконання числового експерименту на основі рішення рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини із SST моделлю турбулентності з коригуванням кривизни ліній току та обертання потоку [255, 295, 301, 306, 319], що описано у третьому розділі даного дослідження.

Для забезпечення однакових умов порівняння струминні нагнітачі вихрового типу вибиралися з однаковими геометричними параметрами сопла активного потоку й вихідного каналу. Конструкції нагнітачів були обрані з оптимальними характеристиками згідно [28, 58, 85, 327]. Для порівняльних розрахунків використалися однакові граничні умови.

Адекватність отриманих рішень перевірялася різними способами, зокрема на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, а також кількісно – порівнянням розподілу статичного тиску вздовж осі вихрового ежектора, проведеного в роботі [58], що підтвердило використання для опису процесів течії обмежених закручених потоків SST « $k - \omega$ » моделі турбулентності із коригуванням кривизни ліній струму та обертання потоку [38, 58, 318, 327].

Уперше вихровий ежектор був створений групою дослідників на чолі з М.Г. Дубинським [49].

Вихровий ежектор, спроектований Дубинським [49], працює в такий спосіб: стислий (газ, що ежектуює) газ через соплове введення 2 (рис. 6.1) надходить у камеру 1, де утвориться обертаний потік із приосьовою областю зниженого тиску. У цю область через трубку 3 всмоктується газ, що перекачується. Суміш,

що утвориться в камері, через втулку 4 надходить у дифузор 6 і равлика 5, де гальмується з підвищенням тиску. На стінці дифузора розташований регулювальний клапан 7. Вихідний з равлика потік газу подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу (при вакуумуванні замкнутих обсягів).

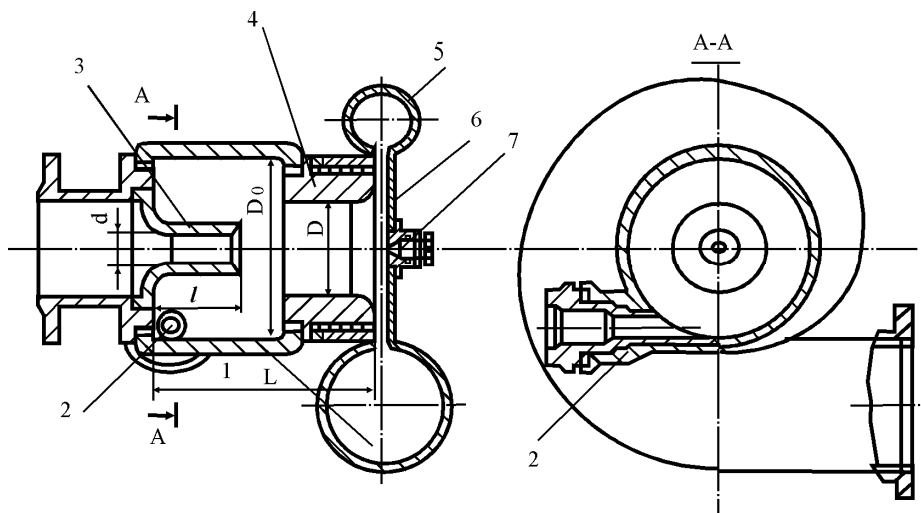


Рисунок 6.1 – Вихровий ежектор

У конструкціях вихрового ежектора, досліджених М.М. Бесєдіним та І.В. Левічевим адіабатний ККД досягав 10 %, що є найбільшим недоліком даних конструкцій ежекторів [28, 85].

Основна відмінність в робочих процесах вихрового ежектора та вихорокамерного нагнітача полягає у використанні надлишкового тиску на периферії закрученого потоку. Загальним для обох нагнітачів є використання вакууму на осі закрученого потоку в короткій вихровій камері й підсмоктування в неї потоку, що перекачується.

Розрахунок конструкції вихрового ежектора зі спіральним відводом показав (рис. 6.2), що застосування спірального відводу приводить до зниження ККД в 1,5 рази, внаслідок втрат енергії вихідного потоку в спіральному відводі, пов'язаному із закрученням потоку, та його відривом від стінок, що підтверджується дослідженнями, проведеними в [58, 85]. Таким чином, для подальшого порівняння характеристик вихрових ежекційних нагнітачів, була прийнята конструкція без використання спірального відводу з відведенням рідини відразу після радіального дифузора [309].

На рис. 6.2 наведено результати дослідження впливу діаметра сопла пасивного потоку вихрового ежектора ($\bar{d}_{in} = d_{in} / D$, де D – діаметр вихрової камери) на відносний коефіцієнт корисної дії ($\bar{\eta} = \eta / \eta_{max}$; $\eta_{max} = \eta|_{\bar{d}_{in}=0,2}$), коефіцієнт ежекції ($\bar{Q}_{in} = Q_{in} / Q_s$, де Q_{in} – об'ємна витрата середовища, що перекачується; Q_s – об'ємна витрата активного середовища) і коефіцієнт вакууму ($\bar{p}_{vac} = p_{vac} / p_R$, де p_{vac} – вакуумметричний тиск на осі вихрової камери; p_R – тиск на периферії вихрової камери).

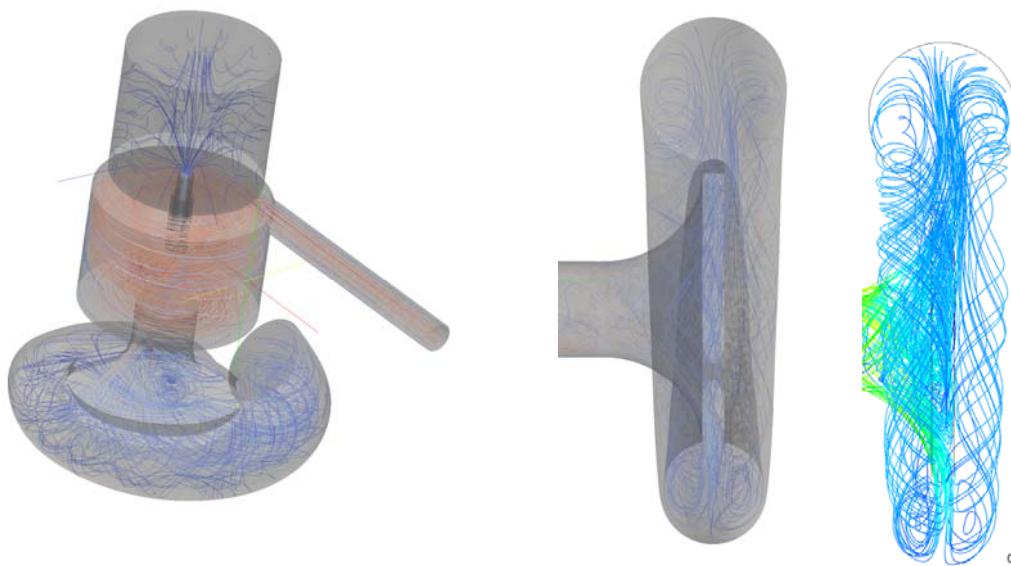


Рисунок 6.2 – Розподіл ліній струму у вихровому ежекторі при використанні спірального відводу

Залежності ККД, коефіцієнта ежекції й розрідження на осі камери вихрового ежектора (рис. 6.3) мають максимуми: максимум ККД досягається при $\bar{d}_{in} = 0,2$, максимум коефіцієнта ежекції – $\bar{d}_{in} = 0,25$, максимум вакуумметричного тиску на осі вихрової камери – $\bar{d}_{in} = 0,13$, що погоджується з даними наведеними в [28, 58, 85], але в цих роботах залежності ККД, на жаль, не приводяться.

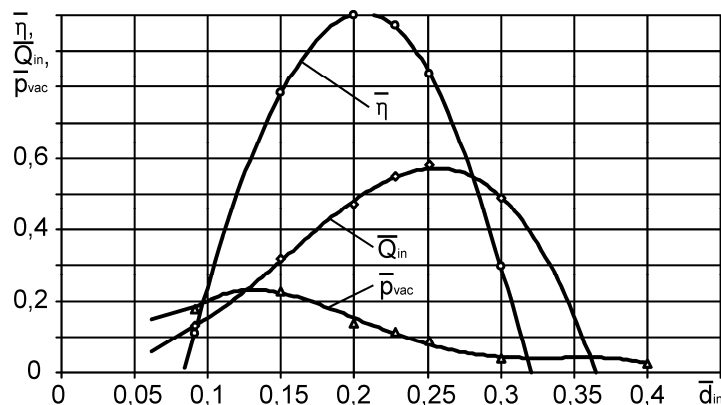


Рисунок 6.3 – Вплив відносного діаметра сопла пасивного потоку вихрового ежектора на ККД, коефіцієнт ежекції й розрідження на осі камери

Як видно на рис. 6.4 вихорокамерний нагнітач має більші тиски у вихідному каналі (тиск на периферії вихрової камери), ніж вихровий ежектор (тиск на осі вихрової камери), внаслідок чого стає більш ефективна передача енергії від активного потоку, крім того відбір середовища, що перекачується, у тангенціальному каналі дозволяє уникнути втрат енергії внаслідок обертання потоку у вихідному каналі.

Таким чином, вихорокамерний нагнітач має більш високі показники ККД. З іншого боку, вихровий ежектор, внаслідок створення більшого розрідження на осі камери (рис. 6.4, б) створює більш високі розрідження у вакуумованих

обсягах, що дозволяє його використати, у першу чергу, як ежекційний вакуум-насос.

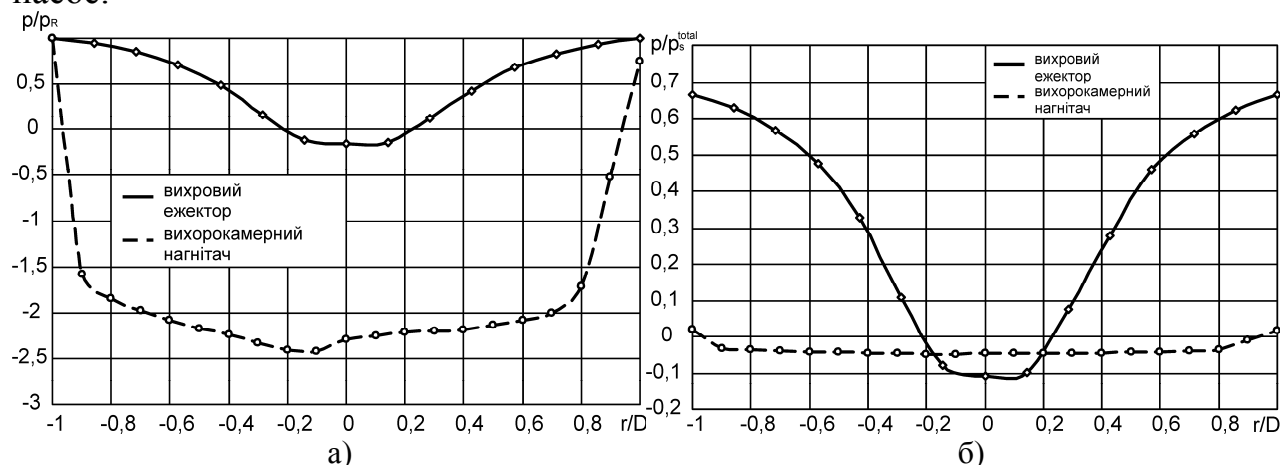


Рисунок 6.4 – Розподіл відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери: а) – тиск віднесений до тиску на периферії вихрової камери; б) – тиск віднесений до повного тиску активного потоку в сопловому каналі

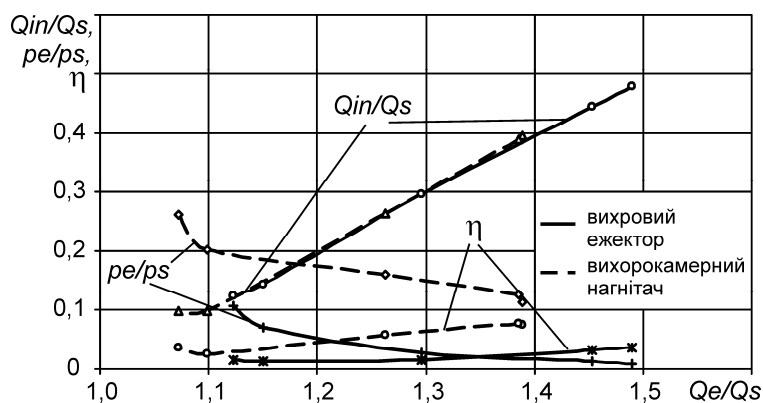


Рисунок 6.5. Сполучені безрозмірні характеристики вихрового ежектора та вихорокамерного нагнітача

Порівняння характеристик проведено для випадків перекачування лише однофазних середовищ. Для перекачування багатofазних середовищ, в яких різні фази мають різні густини, перекачування вихровим ежектором практично не можливе внаслідок того, що відбувається сепарація фаз, тобто на периферію вихрової камери переміщується середовище з більшою густиною, а біля осі концентрується середовище з меншою густиною. На відміну від класичного вихрового ежектору, вихорокамерні нагнітачі, через наявність виходу переміщуваного середовища у тангенціальному каналі, розташованому на периферії потоку, може переміщувати середовища з густиною більшою ніж густина активного потоку. Таким чином, вихорокамерні нагнітачі мають більші діапазони використання, особливо в гідравлічному та пневматичному транспорті твердих середовищ.

На рис. 6.5 наведені сполучені характеристики вихрового ежектора й вихорокамерного нагнітача. Характеристика побудована в безрозмірній формі: витрати віднесені до витрати потоку, що ежекує Q_s , тиски – до статичного тиску в сопловому введенні потоку, що ежекує p_s . На графіку використане по-

значення Q_e – об'ємна витрата на виході з нагнітача; p_e – статичний тиск на виході з нагнітача.

На рис. 6.5 видно, що при збільшенні відносного тиску на виході з нагнітача, знижуються енергетичні характеристики нагнітача: ККД і кількість середовища, що перекачується. Характеристики відносного тиску на виході з вихрового ежектора перебувають нижче аналогічних характеристик вихорокамерного нагнітача, внаслідок цього знижуються й показники ККД вихрового ежектора.

6.2. Використання вихорокамерних нагнітачів в гідро- та пневмотранспортних системах

Серед нагнітачів, що використовуються у гідро- і пневмотранспорті найкращі показники надійності та довговічності мають струминні насоси [122], однак, їх застосування в цих системах обмежено внаслідок досить низьких показників енергетичної ефективності. Наприклад, у пневматичному трубопровідному транспорті струминні насоси мають питомі показники енергоефективності [130]: 10...100 кВтгод/т й 0,2 кВтгод/тм, у той час як, пневмогвинтові та пневмокамерні насоси – 10 кВтгод/т й 0,01кВтгод/тм. У гідравлічному транспорті струминні насоси мають наступні питомі показники енергоефективності: 10...40 кВтгод/т й 0,01 кВтгод/тм, у той час як найбільш часто застосовувані вуглесоси та пульпові насоси – 10 кВтгод/т й 0,005 кВтгод/тм. На відміну від пневматичного транспорту, у якому показники струминних насосів відрізняються від інших на порядок, у гідравлічному транспорті ця різниця становить близько 2...3 разів. Крім того, застосування струминних насосів обмежено доцільною відстанню транспортування: для пневматичного транспорту 200 м, для гідравлічного – 5 км, що менше ніж при застосуванні силових установок інших типів. Досить малі відстані транспортування виходять внаслідок того, що максимальний тиск на виході зі струминного насоса формується меншим, ніж тиск активного струменя однорідної рідини або газу, причому співвідношення тисків коливається в діапазоні 0,1...0,4 й, чим більше коефіцієнт ежекції, тим менше це співвідношення [169].

Особливості роботи вихорокамерного нагнітача, а саме, використання відцентрової сили та рух середовища, що перекачується від осі до периферії вихрової камери, добре можна використати при перекачуванні твердих сипких середовищ. Тому що співвідношення густин твердого середовища до активного, за допомогою якого виробляється перекачування, сягає 100...1000, це дозволяє відцентровій силі мати основний вплив на частинку середовища, що перекачується, завдяки чому ефективність перекачування збільшується.

В інших нагнітачах, що використовують особливості обертових потоків, наприклад, у вихрових ежекторах (розділ 6.1), процес перекачування твердих часток і відповідно застосування в гідро- та пневмотранспортних системах, менш ефективний, внаслідок того, що тверді частки виявляються на периферії камери, через сепарацію під дією відцентрової сили, а чисте середовище збирається біля осі, де перебуває в цих пристроях вихідний канал, що виводить потік, який

перекачується, у технологічний трубопровід. Крім того, ККД вихрових ежекторів не перевищує 10 %. Згідно, експериментальних досліджень, проведених у роботах [146, 153, 190, 197, 202, 308] вихорокамерні нагнітачі можуть використовуватися в гідро- і пневмотранспорті, їх ККД вище вихрових ежекторів, але комплексного порівняння з іншими видами насосів не вироблялося.

6.2.1. Системи пневмо- і гідротранспорту, використовувані в промисловості. Використання пневматичного транспорту дозволяє скоротити втрати матеріалів при транспортуванні (при автомобільному і залізничному транспортуванні становлять біля 5 %), забезпечити герметичність траси й ізоляцію переміщуваних середовищ від зовнішнього середовища, що усуває забруднення атмосфери й поліпшує умови праці [164, 205]. Системи пневмотранспорту легко монтуються й управляються, дозволяють повну автоматизацію робіт, можливість транспортування з одного джерела декільком споживачам. До недоліків пневмотранспорту відносяться досить високі витрати електроенергії й зношування трубопроводів [130, 205]. Пневмотранспорт використовують у будівництві (переміщення цементних, піщаних, асфальтобетонних сумішей, мінеральних порошків і багатьох інших порошкоподібних матеріалів), у кольоровій металургії (пил, глинозем, концентрати й ін.), у чорній металургії (пил, горіла земля, різні порошки), у целюлозно-паперовій і деревообробній промисловості (кора, відходи виробництва) [205].

Гідравлічний транспорт використовують для переміщення сипучих матеріалів: із шахт і кар'єрів на переробні підприємства й збагачувальні фабрики (вугілля, руда, цементна сировина, пісок, піщано-гравійна маса й ін.); зі збагачувальних фабрик на підприємства (вугілля, рудний концентрат); від підприємств і кар'єрів у відвал (золошлаки теплових електростанцій і металургійних заводів, відходи збагачення, металургійного й хімічного виробництва); від підприємств на об'єкти утилізації (відходи збагачення, шлами металургійного виробництва, що містять метал, золошлакові матеріали); ґрунти в гідротехнічному, транспортному й гідромеліоративному будівництві й т.п. [92, 209].

До недоліків гідротранспорту варто віднести значну витрату води й зношування гідротранспортного встаткування при роботі на абразивних матеріалах, а також труднощі зневоднювання суміші, що подається споживачеві [205].

6.2.2. Особливості застосування вихорокамерних нагнітачів. При проектуванні гідро- або пневмотранспортної системи робоча точка буде визначатися перетинанням двох витрато-напірних характеристик: насоса, що працює на суміші й витрато-напірної характеристики магістралі. Крім того, згідно [141], коливання властивостей середовища, що транспортується, тим або іншим способом повинні позначитися на величинах критичної швидкості й гідравлічного ухилу, а також на коефіцієнтах перерахування витрато-напірної характеристики нагнітача із чистого середовища на суміш. Це приведе до зсуву нагору або вниз від стабільного стану витрато-напірних характеристик магістралі й насоса, і на діаграмі замість робочої точки системи необхідно розглядати робочу область, що представляє собою неправильний чотирикутник.

Як було показано раніше, особливість роботи вихорокамерного нагнітача полягає в наявності двох різних характеристик, пов'язаних із двома різними ро-

бочими процесами: перший з високою напірністю та низькою продуктивністю, а другий – з низькою напірністю, але високою продуктивністю. Тому визначення робочої точки системи можливо на одній витрато-напірній діаграмі, що поєднує робочі процеси обох модифікацій нагнітача (рис. 6.6), але при експлуатації необхідно контролювати знаходження робочої точки, тому як, у протилежному випадку, зміна робочого процесу буде приводити до того, що в осьовому каналі можуть з'являтися втрати середовища, що перекачується [125].

На діаграмі, показаній на рис. 6.6 тиск і витрата віднесені до тиску й витрати в каналі живлення p_s й Q_s відповідно.

Для оцінки застосування вихорокамерних нагнітачів у пневмотранспортних системах зроблене порівняння досяжного коефіцієнта ежекції за твердим тілом від відносного перепаду тисків, створюваного струминним апаратом для прямооточних струминних апаратів і для вихорокамерних [37, 107, 125, 127, 169].

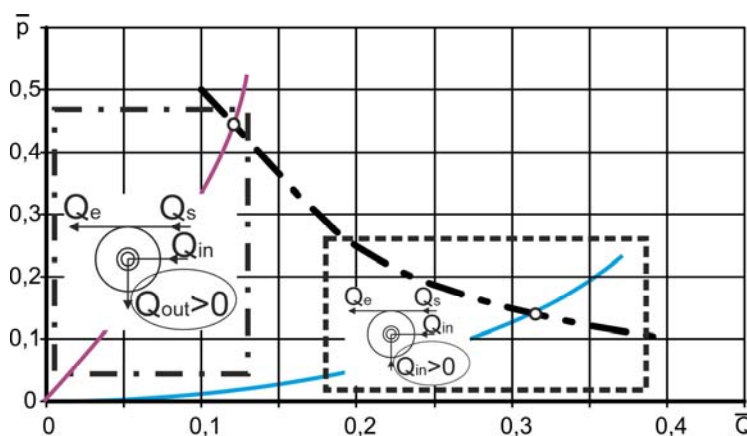


Рисунок 6.6 – Визначення робочої точки системи на витрато-напірній діаграмі для ВКН

Специфічною особливістю розрахунку різнофазних струминних апаратів є визначення питомих обсягів ежектованого та змішаного середовищ (v_{in} і v_e), які залежать від масової концентрації ежектуємого твердого тіла або рідини в потоці ежектуємого й стисненого газу [169].

Під масовою витратною концентрацією розуміється відношення масової витрати твердого тіла або рідини до масової витрати газу. Якщо середовище, що перекачується є сумішшю твердого тіла або рідини з газом, то питомий обсяг цього середовища визначається за формулою:

$$v_{in} = v_{in_gas} \frac{u_{gas}}{u_{gas} + u_s} + v_{in_s} \frac{u_s}{u_{gas} + u_s}.$$

Де $u_{gas} = G_{in}^{gas} / G_s^{gas}$ – коефіцієнт ежекції за газом, дорівнює відношенню масових витрат газу потоку, що перекачується, і активного; $u_s = G_{in}^s / G_s^{gas}$ – коефіцієнт ежекції за твердим тілом, дорівнює відношенню масової витрати твердого середовища, що перекачується, до масової витрати активного потоку газу.

В окремому випадку, коли середовищем, що перекачується, є тверде тіло або рідина без суміші з газом, $u_{gas} = 0$, $v_{in} = v_{in_s}$. У тому випадку, коли $v_{in_s} u_s$ –

величина дуже мала в порівнянні з $v_{in_gas} u_{gas}$, нею можна знехтувати й приймати

$v_{in} = v_{in_gas} \frac{u_{gas}}{u_{gas} + u_s}$. Питомий обсяг змішаного потоку на виході зі струминного апарата

$$v_e = v_{e_gas} \frac{1 + u_{gas}}{1 + u_{gas} + u_s} + v_s \frac{u_s}{1 + u_{gas} + u_s},$$

де v_{e_gas} – питомий обсяг стисненого газу на виході з апарата, $\text{м}^3/\text{кг}$.

При $u_{gas} = 0$: $v_e = v_{e_gas} \frac{1}{1 + u_s} + v_s \frac{u_s}{1 + u_s}$. При $u_s = 0$, $v_e = v_{e_gas}$. У тому ви-

падку, коли $v_s u_{gas}$ дуже мало в порівнянні з $v_{e_gas} (1 + u_{gas})$, можна їм знехтувати й приймати

$v_e = v_{e_gas} \frac{1 + u_{gas}}{1 + u_{gas} + u_s}$. Сумарний коефіцієнт ежекції $u = u_{gas} + u_s$.

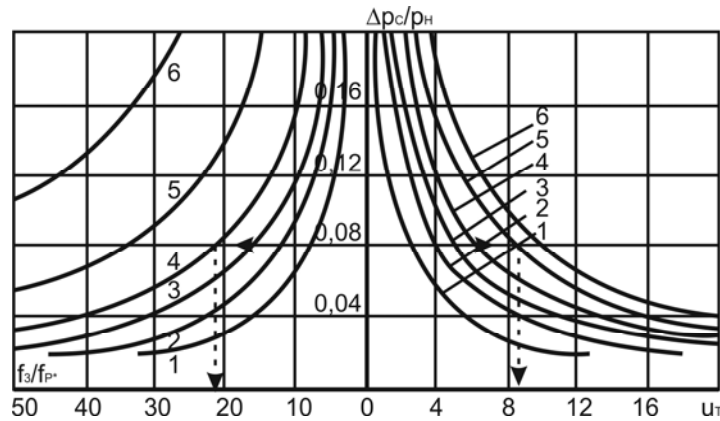


Рисунок 6.7 – Залежність досяжного коефіцієнта ежекції за твердим тілом та оптимального співвідношення (f_3/f_p) від відносного перепаду тисків, що створює прямоточний струминний апарат: 1 – $p_s/p_{in} = 2,0$; 2 – $p_s/p_{in} = 2,5$; 3 – $p_s/p_{in} = 3,0$; 4 – $p_s/p_{in} = 4,0$; 5 – $p_s/p_{in} = 5,0$; 6 – $p_s/p_{in} = 10,0$ [169]

Досяжний коефіцієнт ежекції за твердим тілом або рідиною (рис. 6.7), яка перекачується, для прямоточних струминних апаратів згідно [169] можна розрахувати за наступною формулою:

$$u_s = \frac{\frac{k_s}{2(k_s + 1)} \varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p,n}^2 \frac{p_{in}}{\Delta p_e} - \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{1 + u_{gas}}{1 + \frac{\Delta p_e}{p_{in}}}}{\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{1 + u_{gas}}{1 + \frac{\Delta p_e}{p_{in}}} - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) n u_{gas}} - u_{gas}, \quad (6.1)$$

де k_s – показник адиабати активного потоку; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коефіцієнти швидкості робочого сопла, камери змішання, дифузора й вхідної ділянки камери змішання прямоточного струминного апарата; λ_s – приведена ізентропна швидкість активного потоку; p_{in} – тиск потоку, що перекачується; $\Delta p_e = p_e - p_{in}$ – різниця тисків на виході зі струминного апарата й потоку, що перекачується; n – співвідношення характерних площ струминного апарата, у середньому рівне 1,04.

Коефіцієнт ежекції за твердим тілом або рідиною досягає максимального значення при $u_{gas} = 0$, у цьому випадку

$$u_s = \frac{k_s \varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p.n}^2 \left(1 + \frac{p_{in}}{\Delta p_e}\right)}{2(k_s + 1) \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right)} - 1. \quad (6.2)$$

Рівняння (6.1) і (6.2) дійсні при будь-якому ступені розширення робочого потоку – як надкритичному, так і докритичному.

При розрахунку струминних апаратів для пневмотранспорту абсолютний тиск p_{in} звичайно дорівнює 0,1 МПа, якщо тільки в прийомній камері не створюється штучно вакуум.

Значення Δp_e , як правило, дорівнює втраті тиску в мережі після апарату. Ця втрата тиску залежить головним чином від діаметра й довжини трубопроводу після струминного апарата та густини середовища, яке транспортується.

На основі результатів експериментальних досліджень ВКН, наведених в [125, 158] побудований графік порівняння досяжних коефіцієнтів ежекції прямоточних струминних апаратів й вихорокамерних, наведений на рис. 6.8.

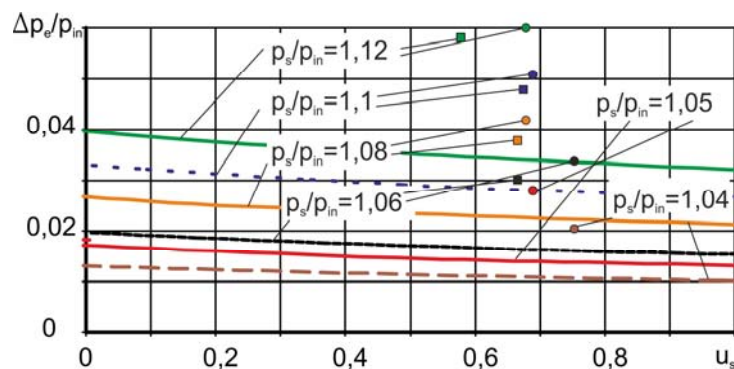


Рисунок 6.8 – Залежність досяжного коефіцієнта ежекції по твердому тілу від відносного перепаду тисків, створюваного струминним апаратом (точки відповідають експериментальним дослідженням ВКН, лінії – теоретично досяжні параметри струминних прямоточних апаратів)

Тут, на основі експериментальної точки ВКН, розраховувалася за відомими тисками, коефіцієнтами ежекції й приведеній ізентропній швидкості залежність досяжного коефіцієнта ежекції за твердим тілом прямооточного струминного апарата. У результаті, отримано, що коефіцієнт ежекції за твердим тілом вихорокамерного нагнітача перевершує практично в два рази досяжний (теоретичний) коефіцієнт ежекції за твердим тілом прямооточного струминного апарата. Це приводить до значного зниження необхідного тиску активного потоку, і зниженню необхідної (витраченої) потужності, що підводиться до апарату для забезпечення заданого коефіцієнта ежекції за твердим тілом. Що говорить про те, що при перекачуванні твердих середовищ у пневмотранспорті вихорокамерні нагнітачі більш ефективні й мають більший ККД.

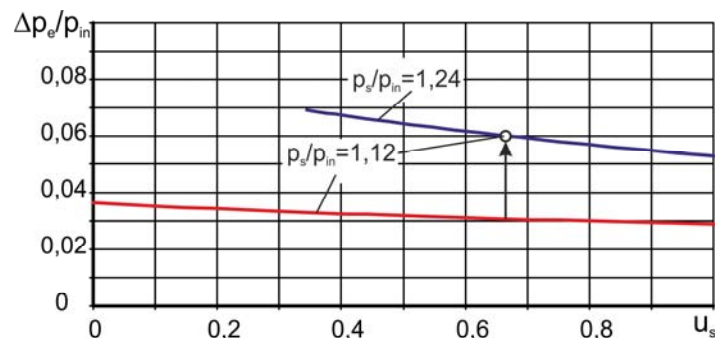


Рисунок 6.9 – Визначення необхідного тиску активного потоку для прямооточного струминного апарата, необхідного для реалізації заданого коефіцієнта ежекції за твердим тілом, вихорокамерним нагнітачем

Для порівняння струминних апаратів, використовуваних у пневмотранспорті, через точку, що відповідає вихорокамерному нагнітачу, проводилася залежність досяжного коефіцієнта ежекції за твердим тілом від відносного перепаду для прямооточного струминного апарату, за якою розраховувався необхідний тиск активного потоку (рис. 6.9).

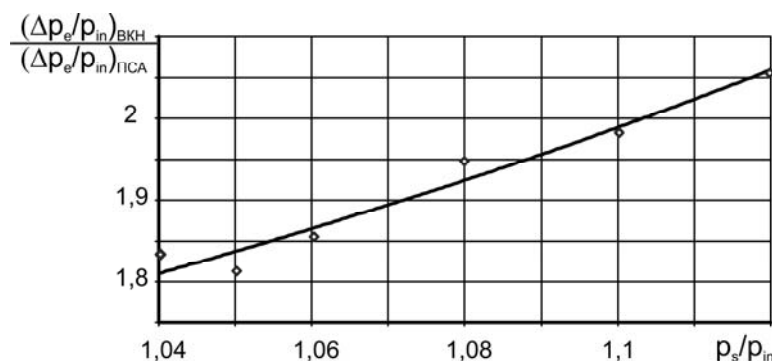


Рисунок 6.10 – Співвідношення відносних перепадів тисків, створюваних вихорокамерним нагнітачем і прямооточним струминним апаратом

Тому що досяжний коефіцієнт ежекції за твердим тілом й необхідний тиск активного потоку визначалися при одній витраті для ВКН і для прямооточного струминного апарата (ПСА), то співвідношення необхідних тисків буде визначати й співвідношення витрачених потужностей (рис. 6.9). Таким чином, для забезпечення того самого коефіцієнта ежекції за твердим тілом, вихорока-

мерному нагнітачу необхідний тиск активного потоку приблизно в два рази менше, ніж прямоточному струминному апарату. Отже, витрачена потужність, необхідна для забезпечення процесу перекачування за допомогою ВКН в 2 рази менше, ніж необхідна прямоточному струминному апарату. Таким чином, ефективність роботи вихорокамерних нагнітачів у два рази вище прямоточних. Більше того, чим більше співвідношення тисків p_s / p_{in} , тим більш ефективна робота ВКН.

6.2.3. Зведений графік полів струминних нагнітачів, використовуваних у гідро- та пневмотранспортних системах. Дослідження роботи ВКН у гідро- та пневмосистемах показали, що вони мають кращі, ніж прямоточні струминні апарати, показники ефективності перекачування твердих сипучих середовищ. Що дозволяє трохи розширити область застосування ВКН у системах гідро- та пневмотранспорту (рис. 6.11).

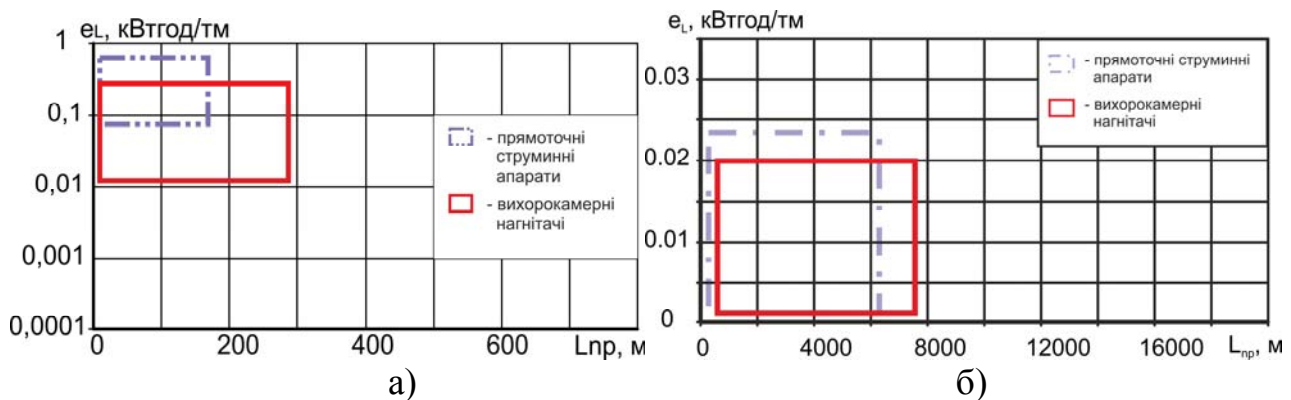


Рисунок 6.11 – Показники ефективності та дальність транспортування струминних нагнітачів: а) – у пневмотранспорті; б) – у гідротранспорті

Внаслідок кращих показників ВКН у пневмотранспорті розширюється діапазон використання струминних нагнітачів (рис. 6.11, а): дальність транспортування може досягати 280 м за рахунок більшого відносного перепаду тисків, створюваного апаратом, витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м знижуються більш ніж у два рази.

У гідравлічному транспорті ефективність ВКН не так яскраво виражена як у пневматичному транспорті (рис. 6.11, б), внаслідок меншого співвідношення густин середовищ, що перекачується й активного потоку, і прояву відцентрової сили, але діапазон використання струминних нагнітачів також трохи розширюється: дальність транспортування може досягати 6500 м, витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м знижується приблизно в 1,1 рази.

6.3. Управління роботою вихорокамерного нагнітача

Як було показано раніше, найбільшу ефективність вихорокамерні нагнітачі мають при перекачуванні середовищ із вмістом твердих середовищ. Тому до управління роботою ВКН пред'являються додаткові обмеження. Ці обме-

ження пов'язані із використанням засувки для перекриття потоку або управління ним.

Унаслідок малої надійності стандартної (для водоводів) запірної арматури при використанні її в гідротранспортних системах розроблені різні спеціалізовані засувки [209]: 1) для перекриття потоку; 2) для регулювання витрати; 3) для високонапірних систем. Застосовують литі, такі, що самоущільнюються і інші типи засувки з електрогідравлічним управлінням. У таких конструкціях значному зносу піддається змінний вкладиш (запірний черевик). Повне перекриття потоку проводиться після промивки трубопроводу. Замість засувки при пуску насосів часто використовують зворотні клапани.

Засувки для високонапірних гідротранспортних систем зазвичай виконуються як найважливіший конструктивний елемент гідравлічних живильників. Вони обладнуються приводом і включаються в схему дистанційного керування роботою затворів. Відомі такі засувки поршневого, шиберного і кранового типів (двохпозиційні за аналогією з пневмотранспортом). Для їх роботи потрібна зазвичай промивка ущільнень. Недолік шиберних засувки — їх громіздкість, а кульових кранів — складність конструкцій [48].

При перекачуванні гетерогенних середовищ добре зарекомендували себе вихрові клапани, які не мають рухливих робочих органів, завдяки чому мають дуже високі показники надійності та довговічності. Крім того, використання вихрових клапанів у системах регулювання вихорокамерних нагнітачів дозволить збільшити площу прохідних перетинів та зменшити можливість забивання [16, 29, 40, 57, 108, 111, 112, 160, 217].

6.3.1. Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у дренажному каналі. В основу управління поставлена задача удосконалення роботи вихорокамерного нагнітача шляхом розміщення вихрового клапану за осьовим каналом виходу ВКН, що дозволяє за допомогою вихрового клапану змінювати гідравлічний опір в осьовому каналі виходу насоса, і, тим самим, регулювати режим його роботи і поліпшувати характеристики [176].

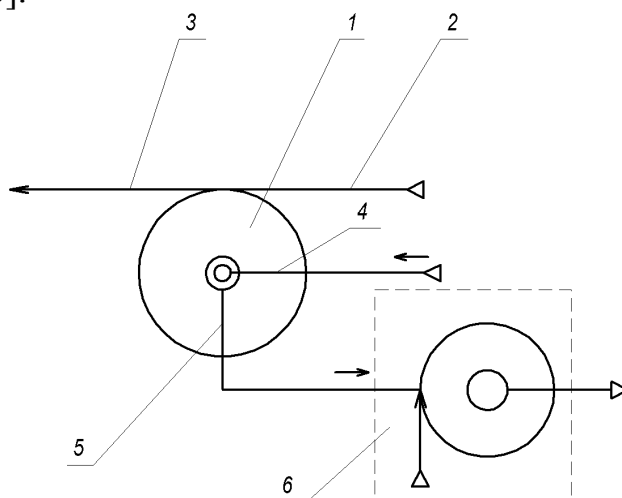


Рисунок 6.12 – Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у дренажному каналі.

Зазначена задача досягається тим, що в ВКН, що містить вихрову камеру, тангенціальний канал живлення, осьовий і тангенціальний канали виходу, осьовий канал живлення у верхній кришці вихрової камери, за осьовим каналом виходу встановлено вихровий клапан (Рис. 6.12).

ВКН із вихровим клапаном працюють наступним чином. Несучий потік подається через тангенціальний канал живлення 2 у вихрову камеру 1 і виходить через тангенціальний канал виходу 3. Середовище, що перекачується, подається у вихрову камеру 1 через осьовий канал живлення 4 у верхній кришці вихрової камери 1, змішується з несучим потоком і виходить через тангенціальний канал виходу 3. Частина несучого потоку виходить через осьовий канал виходу 5, який формує потік втрат середовища, що перекачується. Після проходження осьового каналу виходу 5 потік втрат потрапляє до вихрового клапану 6, який створює гідравлічний опір різного рівня, чим забезпечує регулювання режиму подачі середовища та кількості втрат.

Зміна гідравлічного опору в осьовому каналі виходу дозволяє зменшити втрати середовища, що перекачується та досягти більшої енергетичної ефективності роботи нагнітача, що дає можливість використати вихорокамерні нагнітачі як нагнітачі в несприятливих умовах експлуатації в системах трубопровідного промислового транспорту та інших галузях виробництва.

6.3.2. Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у каналі всмоктування. В основу управління роботою вихорокамерного нагнітача поставлена задача удосконалення ВКН шляхом розміщення вихрового клапану перед осьовим каналом живлення ВКН, що дозволить за допомогою вихрового клапану змінювати гідравлічний опір в осьовому каналі живлення насоса, і, тим самим, регулювати режим його роботи і поліпшувати характеристики [181].

Зазначена задача досягається тим, що в ВКН, що містить вихрову камеру, тангенціальний канал живлення, осьовий і тангенціальний канали виходу, осьовий канал живлення у верхній кришці вихрової камери перед осьовим каналом живлення встановлено вихровий клапан (рис. 6.13).

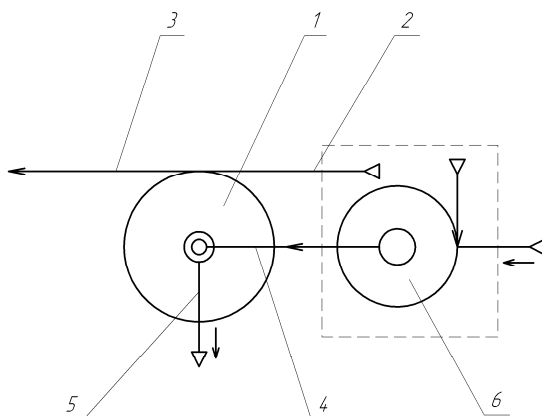


Рисунок 6.13 – Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у каналі всмоктування

ВКН із вихровим клапаном працює наступним чином. Несучий потік подається через тангенціальний канал живлення 2 (рис. 6.13) у вихрову камеру 1 і

виходить через тангенціальний канал виходу 3. Середовище, що перекачується, подається у вихрову камеру 1 через вихровий клапан 6, який створює гідравлічний опір різного рівня, чим забезпечує регулювання режиму подачі середовища. Після проходження через вихровий клапан 6 середовище, що перекачується, потрапляє в осьовий канал живлення 4, а потім у вихрову камеру 1, змішується з несучим потоком і виходить через тангенціальний канал виходу 3.

Управління роботою ВКН за допомогою вихрового клапану, встановленого в каналі всмоктування дозволяє регулювати режим подачі середовища, яке перекачується, що поліпшує характеристики нагнітачу.

6.3.3. Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у тангенціальному вихідному каналі. В основу управління роботою вихорокамерного нагнітача поставлена задача удосконалення ВКН шляхом розміщення вихрового клапану за тангенціальним каналом виходу із нагнітачу, що дозволить за допомогою вихрового клапану змінювати гідравлічний опір на виході з насоса, і, тим самим, регулювати режим його роботи і поліпшувати характеристики [179].

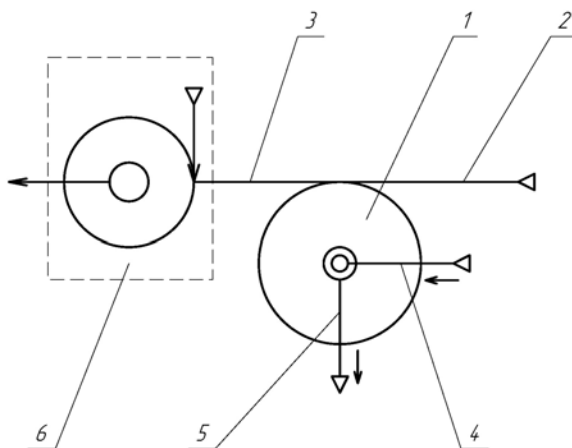


Рисунок 6.14 – Управління роботою вихорокамерного нагнітача вихровим клапаном, встановленим у тангенціальному вихідному каналі.

Вихорокамерний нагнітач містить вихрову камеру 1 (рис. 6.14), тангенціальний канал живлення 2, тангенціальний канал виходу 3, осьовий канал живлення 4 у верхній кришці вихрової камери 1, осьовий канал виходу 5 і вихровий клапан 6, розміщений за тангенціальним каналом виходу 3.

ВКН із вихровим клапаном працює наступним чином. Несучий потік подається через тангенціальний канал живлення 2 у вихрову камеру 1 і виходить через тангенціальний канал виходу 3. Середовище, що перекачується, подається у вихрову камеру 1 через осьовий канал живлення 4 у верхній кришці вихрової камери 1, змішується з несучим потоком і виходить через тангенціальний канал виходу 3. Потік, після проходження каналу виходу 3, потрапляє до вихрового клапану 6, який створює гідравлічний опір різного рівня, чим забезпечує регулювання режиму роботи вихорокамерного нагнітачу.

Управління роботою ВКН за допомогою вихрового клапану, встановленого на виході з нагнітачу дозволяє регулювати гідравлічний опір на виході з

нагнітачу, і тим самим, регулювати режим роботи ВКН, що поліпшує його характеристики.

6.4. Методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів

Особливістю робочого процесу у вихорокамерних нагнітачах є, як було показано раніше, можливість передачі енергії до переміщуваної частки за рахунок дії відцентрових сил. Внаслідок чого, обмежується застосування насосів при перекачуванні різних гетерогенних середовищ, що залежить від співвідношення питомих мас середовищ, які приймають участь в процесі перекачування. Можлива робота насоса тільки в тому випадку, якщо густина середовища, за допомогою якого відбувається перекачування, менше густини середовища, що перекачують. Аналіз роботи насоса при роботі на різних середовищах наведений на рис. 6.15.

При проектуванні ВКН у першу чергу, необхідно визначитися який фактор є основним при проектуванні: високий тиск на виході з нагнітача або висока витрата, і пов'язана з нею витрата середовища, яке перекачується. Поле характеристик двох видів конструкцій наведено на рис. 6.16.

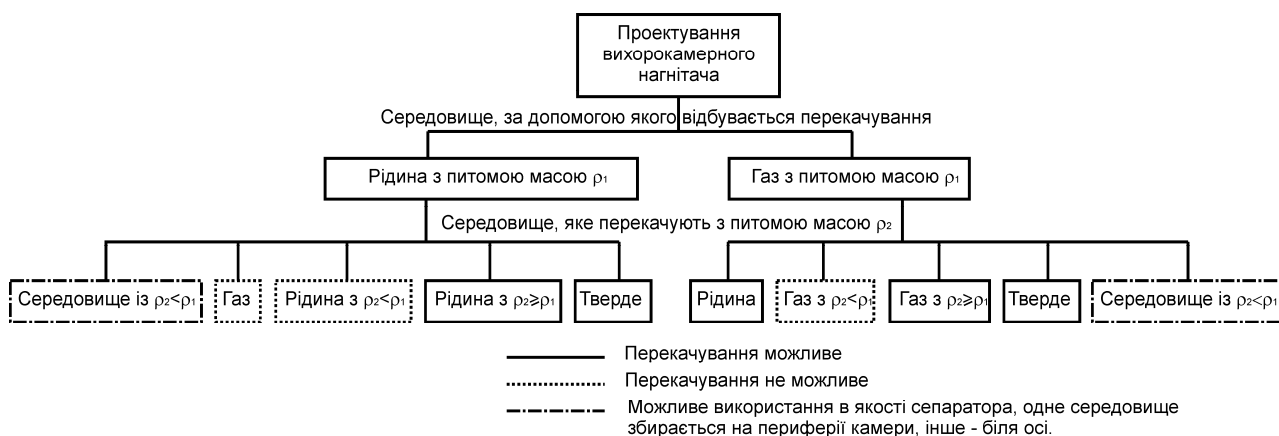


Рисунок 6.15 – Аналіз можливості роботи ВКН під час перекачування різних середовищ

Необхідно відзначити, що при випадку коли густина середовища, що перекачується менше ніж густина активного середовища, тобто того, що подається в канал живлення нагнітача буде відбуватися накопичення середовища із меншою густиною біля осі обертання у вихровій камері. Таким чином, вихорокамерні нагнітачі можливо використати в якості сепараторів [13, 63, 88, 101, 162, 238, 269], які розділяють середовища. Наприклад, необхідність розділення водоповітряних сумішей, або водонафтових (водоолійних) сумішей. В такому випадку середовище із меншою густиною буде обертатися біля осі, а середовище з більшою густиною потрапляти в тангенціальний канал виходу з нагнітача. Особливості роботи нагнітача в якості сепаратора в дійсному дослідженні не розглядалася та є задачею наступних досліджень вихорокамерних нагнітачів.

Таким чином, згідно рис. 6.15 вихорокамерні нагнітачі можуть бути спроектовані для перекачування газу, рідини та твердого середовища. Згідно досліджень проведених раніше, можливі два різні робочі процеси перекачування се-

редовищ: перший має порівняно високу напірність (Φ_1), але низьку продуктивність, а інший – низьку напірність, але високу продуктивність (Φ_2).

На рисунку тиск і витрата віднесені до тиску й витрати живлення відповідно. Тому, виходячи з можливостей насосів або компресорів, за допомогою яких буде створюватися необхідний напір або витрата необхідно вибрати обмежуючий фактор, і потім вибрати робочий процес, що буде реалізований у проектуваному вихорокамерному нагнітачі.

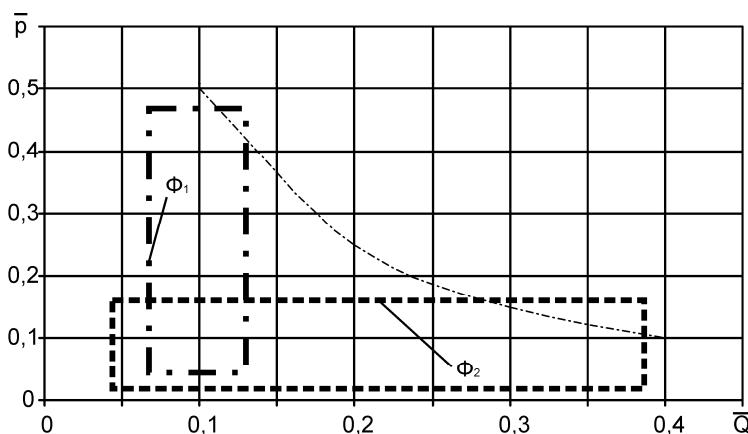


Рисунок 6.16 – Поле характеристик вихорокамерних нагнітачів, що відповідають різним робочим процесам

Хоча ВКН виявляють певні переваги порівнянні з іншими типами нагнітачів при різних умовах роботи [328], але перш ніж прийняти рішення щодо доцільності їх використання у гідравлічних та пневматичних системах необхідно керуватися правилами, сформованими принципами потреби, можливості та доцільності використання нової техніки.

Потреба використання струминних нагнітачів виникає, на наш погляд, лише за несприятливих умов експлуатації або при перекачуванні середовищ із наявністю великої кількості твердих частинок. В більшості випадків, коли умови роботи нагнітачів, не можна віднести до екстремальних, енергетична ефективність класичних нагнітачів: лопатевих та об'ємних, перевищує ефективність струминних у декілька разів, що призводить до того, що при перекачуванні однофазних середовищ струминні нагнітачів мають використатися тільки в випадках ударних навантажень, хімічної дії речовин, підвищеної вологості, різких перепадів температур або інших несприятливих умов, які призводять до швидкого виходу з ладу нагнітачів із механічними рухомими органами.

Після визначення потреби у використанні струминної техніки та вихорокамерних нагнітачів, згідно з алгоритмом, наведеним на рис. 6.17, необхідно визначити можливість створення заданих технічних умов нагнітачами: технічна та функціональна. Особливої уваги необхідно приділити можливостям реалізації дренажного каналу та створення активного потоку високого тиску та прийнятності реалізації двох режимів роботи.

Принципи побудови гідравлічних та пневматичних систем (рис. 6.17) визначають стратегію рішень для відповіді про доцільність використання ВКН у цих системах.

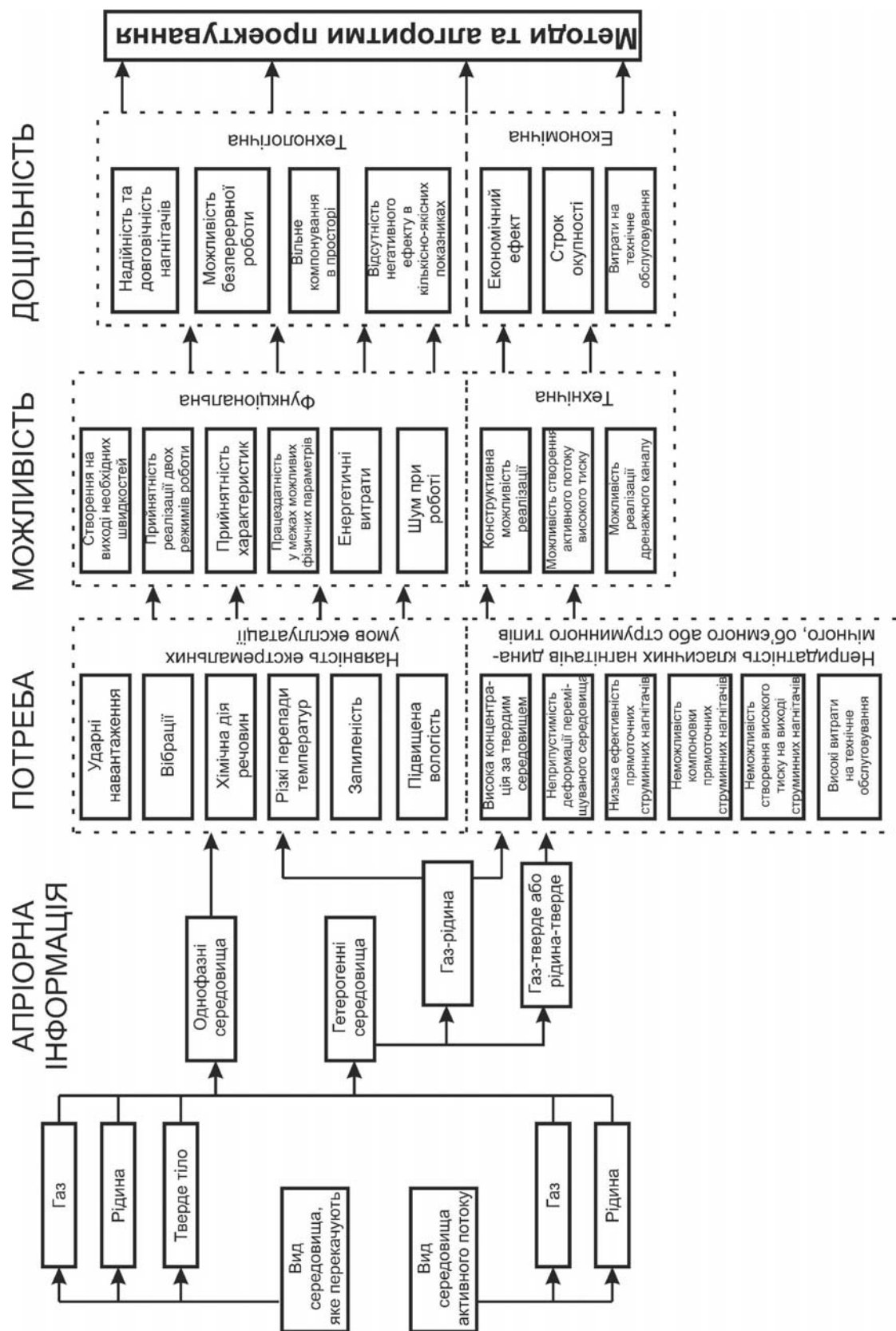


Рисунок 6.17 – Принципи побудови гідравлічних та пневматичних систем на основі вихорокамерних нагнітачів

Якщо умови потреби та можливості використання ВКН виконані, то необхідно розрахувати технологічну та економічну доцільність, які включають в себе такі основні фактори: надійність та довговічність нагнітачів, можливість безперервної роботи, вільне компонування у просторі, відсутність негативного ефекту в кількісно-якісних показниках, економічний ефект, строк окупності та витрати на технічне обслуговування [19].

Можливість безперервної роботи в багатьох системах гідравлічного та пневматичного транспорту твердих середовищ може відігравати значної ролі внаслідок великих фінансових витрат на забезпечення резервування систем або на забезпечення безперервності. За таких умов використання ВКН може мати значний економічний ефект.

На основі отриманих теоретичних й експериментальних даних [111, 112, 118, 175-177, 179-185, 190-207, 308, 309] розглянемо два завдання розрахунку геометричних параметрів проточної частини ВКН (одне завдання при розрахунку оптимальних параметрів для перекачування рідини або газу, друге – твердих середовищ) за заданим тиском на виході з нагнітача p_e та об'ємній витраті Q_e на виході з нагнітача (при перекачуванні газу або рідини), масовій витраті m_e (при перекачуванні твердих середовищ).

При цьому необхідно дотримувати наступну послідовність розрахунків і прийняття рішень:

1. Визначення принципової можливості перекачування заданого середовища за допомогою вихорокамерного нагнітача й вибір середовища, за допомогою якого буде здійснюватися перекачування (рис. 6.15).
2. Вибір конструкції проточної частини ВКН.
3. Вибір основного критерію ефективності роботи нагнітача – η , p_e , Q_e .
4. Подальші розрахунки варто робити, вибравши основний параметр ефективності, керуючись вимогами системи або процесу, у якому використовується нагнітач.

Вперше робота та характеристика, методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів були описані в роботі [125]. В дійсному дослідженні методики інженерного розрахунку було розширені за рахунок отримання нових знань щодо фізичного процесу переміщення середовищ за допомогою нагнітача та меж переходу між режимами роботи.

6.4.1. Вихорокамерний нагнітач високої напірності. На характеристики ВКН впливає досить багато геометричних факторів такі як: площі усіх каналів, висота вихрової камери, форма прийомного тангенціального каналу виходу, форма вхідного осьового каналу, кількість каналів входу та виходу, кут між каналами [154]. Методика розрахунку нагнітача з урахуванням деяких факторів наведена в [125], урахування частини факторів розглянуто в дійсній роботі, але все ще залишаються деякі чинники, вплив яких треба ще розкрити, що повинне стати тематикою наступних досліджень роботи вихорокамерних нагнітачів при перекачуванні середовищ різних агрегатних станів.

Зміна конструкції проточної частини може бути зроблена за двома параметрами [125]: 1) кут між каналом живлення та каналом виходу, залежно від

того який параметр вибирається за основний показник енергетичної ефективності та від особливостей вимог системи або процесу, у якому використовується нагнітач, тобто коли не можлива реалізація оптимальних кутів; 2) при перекачуванні твердих середовищ краще вибирати щільний прийомний канал, тому що в цьому випадку втрати через дренажний патрубок насоса знижуються у два рази, у випадку ж перекачування однофазних середовищ втрати в насосі не залежать від форми вихідного патрубку, тобто можливе виконання циліндричної форми прийомного сопла.

Як було показано в [125] при зміні кута між каналом живлення й виходу та вибором його рівним 90° , знижується тиск, створюваний насосом на 7 % і збільшується споживана потужність не менш, ніж в 3 рази; а вибір кута рівним 180° приводить до зниження тиску, створюваного насосом на 10 % і збільшенню споживаної потужності не менш, ніж в 1,5 рази.

Вхідними параметрами для розрахунку є, як і для інших видів нагнітачів, тиск та витрата на виході з нагнітача – p_e й Q_e відповідно.

Далі розрахунок робиться після вибору критерію ефективності: ККД або тиск, створюваний нагнітачем, внаслідок різниці в оптимальних геометричних розмірах камери в залежності від критерію ефективності.

Якщо критерієм ефективності є ККД, то оптимальною конструкцією буде конструкція з $\bar{D}_{opt} = 4,5$; $\bar{d}_{s(opt)} = 0,5$. В цьому випадку зменшення тиску на виході з нагнітача, у порівнянні з конструкцією, оптимальною за тиском на виході, буде приблизно 27 %. Всі розміри віднесені до d_{out} .

Якщо критерієм ефективності є тиск, створюваний нагнітачем, то необхідно вибрати конструкцію з $\bar{D}_{opt} = 10$; $\bar{d}_{s(opt)} = 0,8$. Зниження ККД, стосовно оптимальної конструкції за ККД, буде становити приблизно 10%.

Згідно [125] розрахунок геометричних розмірів починають із визначення діаметра вихідного патрубку, на основі заданої витрати середовища, що перекачується, на виході з нагнітача:

Конструкція оптимальна за ККД – $d_e = 1,57 \frac{Q_e^{0,5} \rho^{0,25}}{p_e^{0,25}}$, $d_{out} = 2,5 d_e$.

Конструкція оптимальна за тиском на виході – $d_e = 2,9 \frac{Q_e^{0,5} \rho^{0,25}}{p_e^{0,25}}$, $d_{out} = 1,677 d_e$.

Значення вихідних величин, що входять у рівняння необхідно враховувати в системі СІ, при цьому гідродинамічні особливості враховані в коефіцієнтах 2,9 й 1,57.

Інші геометричні параметри проточної частини розраховують на основі d_{out} :

$$D = \bar{D} \cdot d_{out}; d_{in} = \bar{d}_{in} \cdot d_{out}; d_s = \bar{d}_s \cdot d_{out} \quad (6.3)$$

У формулах 6.3 вибирають відповідні оптимальним відносні розміри проточної частини (згідно з розділом 5).

Розрахунок параметрів, необхідних для живлення нагнітача можна зробити за формулами:

Конструкція оптимальна за ККД – $p_s = 1,6 p_e$; $Q_s = (\mu f)_s \sqrt{\frac{1,2 p_e}{\rho}}$.

Конструкція оптимальна за тиском на виході – $p_s = 1,165 p_e$; $Q_s = (\mu f)_s \sqrt{\frac{0,33 p_e}{\rho}}$.

6.4.2. Методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів високої напірності для перекачування твердих середовищ. На сьогоднішній день існує досить багато методик розрахунку установок для перекачування сипучих середовищ, внаслідок великої кількості дослідників та проектних організацій, що їх пропонують, а також великої кількості матеріалів, які можуть транспортуватися трубопроводом. В деяких аспектах ці методики суперечать одна одній, тому проектні організації змушені створювати свої методичні вказівки стосовно одного певного матеріалу, користуючись емпіричними формулами або залежностями, встановленими експериментальним шляхом, дуже часто без досить глибоко й широко проведених досліджень [105].

В більшості випадків розрахунок проводять для визначення трьох основних параметрів: діаметр трубопроводу d , загальні втрати тиску в системі та витрата повітря або води Q_s активного потоку при заданій замовником масовій витраті твердого середовища на виході з нагнітача m_e .

У різних джерелах рекомендують режими руху сумішей при швидкостях, що перевищують на 5...15% критичні [105]. Для надійного перекачування необхідно, щоб максимальний розмір шматка не перевищував третини діаметра труби.

Конструкція ВКН, призначеного для перекачування сипучих середовищ, дещо відрізняється від конструкції ВКН, що працюють при перекачуванні чистих однофазних середовищ, формою прийомного каналу та формою вхідного осьового каналу, розташованого в верхній торцевій кришці. Так, щілинна форма дозволяє при перекачуванні однофазних середовищ збільшити ККД нагнітача [125], але за рахунок зменшення лінійного розміру проточної частини каналу, не раціонально використати таку форму при перекачуванні сипучих матеріалів, внаслідок додаткового обмеження на розмір частинок.

Методика розрахунку ВКН для роботи в пневматичному та гідравлічному транспорті ґрунтується на розрахунку необхідної витрати стисненого повітря або води Q_s , тиску активного потоку на вході в нагнітач та геометричних розмірів нагнітача. Ці параметри залежать від заданої швидкості суміші на виході, виду матеріалу, що перекачується.

Тому що конструкція нагнітача високої напірності має робочий процес з великим градієнтом тиску та втратами середовища, яке перекачується в дренажному каналі, то при розрахунках треба враховувати, що частина середовища не потрапляє в вихідний тангенціальний канал нагнітача. Внаслідок того, що втрати твердого середовища становлять приблизно 1% (у випадку розрахункового режиму перекачування), то $m_e = 0,99 m_{in}$. Тоді розрахункова масова витрата

твердого середовища, яку необхідно підвести до нагнітача знаходиться за формулою [125]:

$$m_{in} = 0,077\rho_p d_{in}^2 + 2,47 \cdot 10^{-4} \rho_p d_{in},$$

а витрата на виході з нагнітача, відповідно до розрахункового режиму на 1% менша, та знаходиться за формулою:

$$m_e = 0,076\rho_p d_{in}^2 + 2,45 \cdot 10^{-4} \rho_p d_{in}. \quad (6.4)$$

Вирішуючи квадратне рівняння отримують значення діаметра патрубку всмоктування:

$$d_{in} = \frac{2,45 \cdot 10^{-4} \rho_p + \sqrt{6 \cdot 10^{-8} \rho_p^2 + 0,3 \rho_p m_e}}{0,152 \rho_p},$$

далі знаходять $d_{out} = 1,67 d_{in}$.

Інші геометричні параметри проточної частини розраховують на основі d_{out} , згідно оптимальних значень геометричних розмірів, отриманих в роботі [125]:

$$D = 10 d_{out}; \quad d_{in} = 0,6 d_{out}; \quad d_s = 0,8 d_{out}.$$

Необхідна витрата стисненого повітря визначається за формулою:

$$Q_s = 0,785 d_s^2 V_s,$$

де V_s – швидкість повітря в каналі живлення, яка вибирається залежно від приведеної дальності транспортування й повного опору трубопроводу.

Тиск, що створює нагнітач [125] – $p_e = 0,858 p_s$.

Тиск стисненого повітря p_s , загалом кажучи залежить, від геометричних параметрів внаслідок зміни гідравлічних втрат в нагнітачі, та визначається на основі витрати стисненого повітря в каналі живлення. Коефіцієнт 0.858, наведений в останній формулі відповідає конструкції, розрахованій з геометричними параметрами, які є оптимальними щодо гідравлічних втрат в пристрої.

6.4.3. Вихорокамерний нагнітач високої продуктивності. Вхідними даними для розрахунку є значення тиску й об'ємної витрати на виході з нагнітача p_e та Q_e відповідно. Особливості розрахунку даної модифікації нагнітача пов'язані з розподілом тиску вздовж радіусу вихрової камери та наслідком цього є висока продуктивність за рахунок ширшої зони вакууму та низька напірність, порівняно з конструкцією ВКН з дренажним каналом.

Основним енергетичним параметром є коефіцієнт корисної дії. У цьому випадку оптимальною конструкцією буде конструкція з $\bar{D}_{opt} = 5$; $\bar{d}_{s(opt)} = 0,61$.

Розрахунки геометричних розмірів починають із розрахунку діаметра вихідного патрубку, на основі заданої витрати середовища, що перекачується, на виході з нагнітача:

Конструкція оптимальна за ККД – $d_e = 1,57 \frac{Q_e^{0,5} \rho^{0,25}}{p_e^{0,25}}, d_{in} = 0,61 d_e$.

Всі особливості геометрії та гідродинаміки течії в ВКН враховані в коефіцієнті 1,57. Значення вихідних величин, що входять у рівняння необхідно підставляти в системі СІ. Результат розрахунку буде вимірятися в метрах.

Інші геометричні параметри проточної частини розраховують на основі d_{in} :

$$D = 5 \cdot d_{in}; \quad d_s = 0,85 \cdot d_{in} \quad (6.5)$$

Розрахунок параметрів, необхідних для живлення насоса можна зробити за формулами:

Конструкція оптимальна за ККД – $p_s = 10 p_e; Q_s = (\mu f)_s \sqrt{\frac{1,5 p_e}{\rho}}$.

6.4.4. Методика інженерного розрахунку вихорокамерних нагнітачів високої продуктивності для перекачування твердих середовищ. Для розрахунку ВКН, призначених для перекачування сипучих матеріалів за допомогою повітря або води визначають наступні параметри: необхідна витрата стисненого повітря Q_s , геометричні розміри нагнітача, на підставі заданої швидкості суміші на виході з нагнітача, що залежить від виду матеріалу, що перекачується, тиск на вході в нагнітач.

При проектуванні установки для перекачування сипучого матеріалу за допомогою ВКН вхідною величиною для розрахунку є масова витрата твердого середовища на виході з насоса $m_e = m_{in}$, внаслідок відсутності втрат середовища, що перекачується, у порівнянні з конструкцією з дренажним каналом.

$$m_{in} = 0,077 \rho_p d_{in}^2 + 2,47 \cdot 10^{-4} \rho_p d_{in}, \quad (6.6)$$

Вирішуючи квадратне рівняння знаходять діаметр патрубка всмоктування:

$$d_{in} = \frac{2,47 \cdot 10^{-4} \rho_p + \sqrt{6 \cdot 10^{-8} \rho_p^2 + 0,3 \rho_p m_e}}{0,152 \rho_p}.$$

Інші геометричні параметри проточної частини розраховують на основі d_{in} :

$$D = 10 d_{in}; \quad d_s = 0,85 d_{out}.$$

Необхідну витрату стисненого повітря визначають за формулою:

$$Q_s = 0,785d_s^2V_s,$$

де V_s – швидкість повітря в каналі живлення, вибирається залежно від приведеної дальності транспортування та повного опору трубопроводу.

Тиск, створюваний нагнітачем – $p_e = 0,15p_s$.

Тиск стисненого повітря або живлення p_s , який необхідно підвести до нагнітача, визначається на основі розрахованих геометричних розмірів нагнітача й витрати стисненого повітря в каналі живлення.

6.5. Методика розрахунку пневмотранспортної установки вугільного пилу на основі вихорокамерного нагнітача

Для розробки проектного завдання представляється необхідним для доповнення вихідних даних уточнити розрахункову продуктивність, намітити трасу переміщення з визначенням місць розташування точок прийому й відпустки вугільного пилу. Продуктивність установки може бути задана або обумовлена певними технологічними вимогами, однак розрахункова продуктивність пневмотранспортної установки уточнюється проектувальником [104, 105, 115, 278, 291].

Розрахункову продуктивність звичайно приймають значно більшою ніж обумовлена завданням, так називаної експлуатаційної продуктивності, з огляду на нерівномірність процесу переміщення матеріалу в часі та за інтенсивністю, а також деякий гарантійний запас продуктивності. При використанні ВКН у пневмотранспортній системі немає необхідності приймати великий запас за продуктивністю, тому що перекачування з їх допомогою відбувається з постійною подачею без нерівномірностей, які властиві камерним насосам, найбільш часто використовуваним у пневмотранспортних системах. У загальному виді розрахункова продуктивність (за матеріалом) m_p може бути прийнята з орієнтовним коефіцієнтом запасу $k_m = 1,05...1,1$ за обумовленою експлуатаційною продуктивністю m_e [122]: $m_p = k_m m_e$.

Намічаючи трасу матеріалопроводу по заданих точках прийому й відпустки та дотримуючи загальні вимоги прокладки траси по найкоротших відстанях у найбільш зручних місцях (уздовж стін і колон) з дотриманням габаритів для проходу людей і руху транспорту, варто уникати зайвих скривлень траси, а повороти передбачати по можливості під тупими кутами. Вертикальні ділянки траси рекомендується розташовувати якнайближче до живильника, а потім уже прокладати трубопровід по горизонталі або краще з невеликим ухилом у бік видачі матеріалу. Це пов'язане з тим, що при наявності вертикальної ділянки безпосередньо біля ВКН поліпшуються умови переміщення вугільного пилу, виключається розшарування потоку в зоні знижених швидкостей повітря, досягається найбільша гарантія від закупорки трубопроводу й поліпшуються умови продувки трубопроводу.

Еквівалентну довжину прямих ділянок для відводів під кутом 90° при $R/d \geq 3$ в горизонтальній площині варто приймати рівною 5 м, а для відводів під кутом 90° при $R/d \geq 5$ у вертикальній площині – 8 м. Еквівалентну довжину прямих ділянок труби для двоходових перемикачів приймають рівною 8 м. При великій довжині трубопроводу двоходові перемикачі застосовувати не рекомендується [105].

Поряд із прийнятою продуктивністю m_p пневмотранспортної установки та характеристикою траси трубопроводу для розрахунку установки необхідно прийняти швидкість повітря на виході з трубопроводу V за емпіричним рівнянням [105]: $V = \alpha_1 \sqrt{\rho_p} + B_1 L_{np}^2$. Де α_1 – коефіцієнт, що враховує крупність часток матеріалу, що транспортуються; для часток розміром до 1 мм приймають $\alpha_1 = 10 \dots 16$; для часток розміром 1...10 мм – $\alpha_1 = 16 \dots 20$, для часток розміром 10...20 мм – $\alpha_1 = 20 \dots 22$ для вугільного пилу вибираємо $\alpha_1 = 10$; $B_1 = (2 \dots 5) 10^{-5}$ – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалу, менші значення вибираються для сухих пилоподібних матеріалів; ρ_p – густина матеріалу [105].

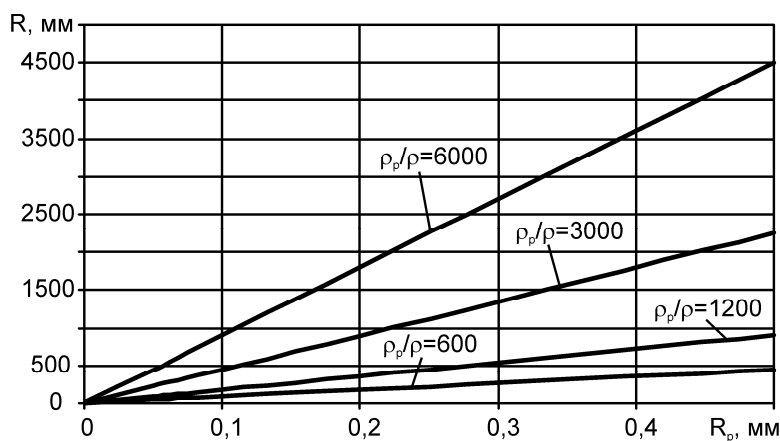


Рисунок 6.18 – Залежність радіуса вихрової камери від розміру твердих частинок, що перекачуються

Крім швидкості повітря на виході із трубопроводу розмір часток впливає на геометричні параметри вихрової камери ВКН. В першу чергу, розмір часток, що можливо перекачувати повинен бути таким, щоб вони проходили через канали нагнітачу, тобто діаметр каналів повинен бути не менше ніж два-три діаметри часток. По-друге, закручення потоку у вихровій камері створює радіальний градієнт тиску, що діє на частинку та змушує її рухатись до центру камери. З іншої сторони, на тверду частинку діє відцентрова сила, яка врівноважує силу

тиску на деякому радіусі камери [43, 77, 89, 245, 307]: $\bar{r} = \frac{4 \rho_p R_p}{3 \rho R}$.

Для ефективної роботи ВКН необхідно, щоб основна частина твердого матеріалу, що обертається навколо вісі вихрової камери, знаходилося на радіусах вихідного тангенціального каналу. Якщо $\bar{r} \geq 1$, то матеріал буде тертись об стінки камери [66], що приведе до її швидкого зношування, та енергетичних витрат на тертя об стінки. При розрахунках радіуса вихрової камери ВКН необ-

хідно, щоб $\bar{r} = 0,8 \dots 0,98$. Тоді радіус камери, розраховують за формулою:

$$R = 1,5 \frac{\rho_p}{\rho} R_p, \text{ що ілюструється рис. 6.18.}$$

Залежно від приведеної дальності транспортування, що залежить від створюваного тиску на виході з нагнітача вибирають концентрацію суміші або коефіцієнт ежекції n_m .

Коефіцієнт ежекції можна підвищити, якщо використати усмоктування середовища, що перекачується, із силосу із заданою висотою стовпа матеріалу. Концентрацію суміші можна вибрати за графіком (рис. 6.19), побудованому за умови висоти стовпа аерованого матеріалу 7...8 м.

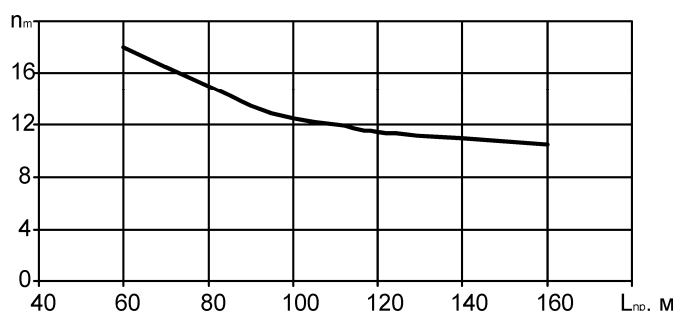


Рисунок 6.19 – Графік залежності вагової концентрації суміші від приведеної дальності транспортування

Відповідно до прийнятої просторової схеми траси, приведена довжина виражається сумою

$$L_{np} = \sum L_{hor} + \sum L_{eq} + \sum L_{en},$$

де $\sum L_{hor}$ – сума геометричних довжин прямих горизонтальних, похилих і вертикальних ділянок; $\sum L_{eq}$ – сума еквівалентних довжин прямих ділянок для відводів (колін); $\sum L_{en}$ – сума еквівалентних довжин прямих ділянок для перемикачів [105].

При розрахунку пневмотранспортної установки визначають наступні параметри: внутрішній діаметр транспортного трубопроводу d , необхідну витрату стисненого повітря Q_s , повний опір у трубопроводі Δp , необхідну потужність привода повітродувної машини N . Витрата Q_s в першому наближенні визначається на підставі обраної вагової концентрації суміші й продуктивності установки за формулою:

$$Q_s = \frac{m_e}{\rho n_m} \quad (6.7)$$

Діаметр d визначається на підставі розрахованої витрати повітря Q_s :

$$d = \sqrt{\frac{4Q_s}{\pi V}}.$$

Далі за ДСТУ обирають трубу із внутрішнім діаметром, рівним (або найближчим більшим) розрахованому. За цим діаметром уточнюють необхідну витрату повітря при тій же швидкості та фактичній концентрації суміші:

$$Q_s = \frac{\pi d^2}{4}; \quad \mu = n_m = \frac{m_e}{\rho Q_s}.$$

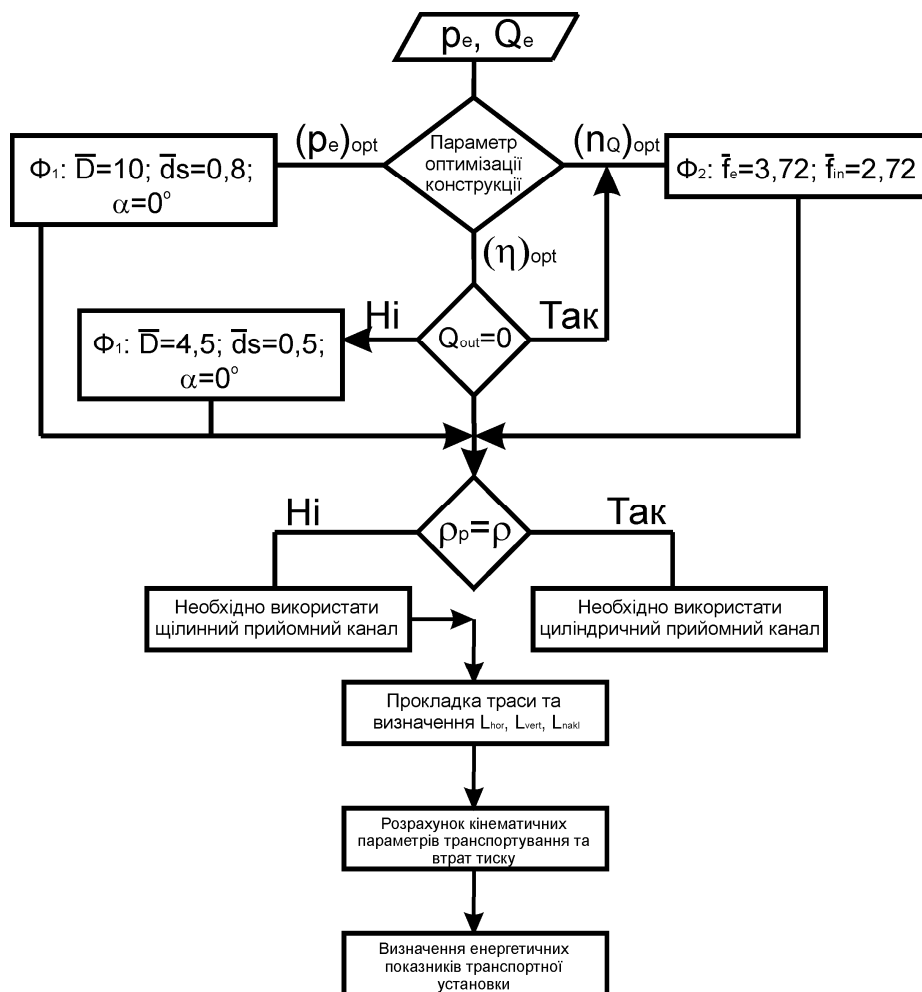


Рисунок 6.20 – Блок-схема розрахунку пневмотранспортної установки із використанням ви-хорокамерних нагнітачів

Повний опір трубопроводу (загальні втрати тиску) виражають сумою:

$$\Delta p = \Delta p_p + \Delta p_l + \Delta p_{in},$$

де Δp_p – шляхові втрати тиску в трубопроводі з урахуванням втрат у відводах і перемикачах; Δp_l – втрати тиску на підйом матеріалу при наявності вертикаль-

них ділянок; Δp_{in} – втрати тиску в завантажувальній пристрої на введення матеріалу в трубопровід.

Блок-схема розрахунку транспортної установки із використанням вихорокамерних нагнітачів наведено на рис. 6.20.

У розгорнутому виді повний опір визначається формулою:

$$\Delta p = \left[K \mu \lambda \frac{\rho V^2 L_{np}}{2d} + \rho g \mu h + \mu \frac{\rho V^2}{2} \right],$$

де $K = \frac{95d}{V^{0,9}}$ – емпіричний коефіцієнт опору [105]; $\lambda = 0,246 \text{Re}^{-0,22}$ – коефіцієнт тертя чистого повітря об стінки труби для гладких сталевих труб; $\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}$ – число Рейнольдса; h – висота підйому матеріалу.

Необхідна потужність двигуна для привода повітродувної машини після розрахунку величини повного опору визначається за формулою:

$$N = \frac{A_m W_o}{\eta},$$

де $W_o = aQ_s$ – необхідна продуктивність ВКН; $a = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує втрати внаслідок нещільності повітропідводної мережі; $A_m = 23030 p_o \lg \frac{p_m}{p_o}$ – теоретична робота повітродувної машини, віднесена до 1 м^3 засмоктуваного повітря при ізотермічному стиску; p_m – тиск у повітродувній машині; p_o – тиск повітря на виході з ВКН.

Повітропровід від компресора до ВКН конструюють таким чином, щоб він робив якнайменше опору й не був громіздким.

За результатами використання вихорокамерних нагнітачів у системах перекачування гетерогенних середовищ можна зробити наступні висновки:

1. На основі проведеного порівняльного аналізу характеристик струминних нагнітачів вихрового типу отримано, що вихорокамерні нагнітачі мають коефіцієнт корисної дії в 2 рази більший, ніж вихрові ежектори.

2. Розрахунок конструкції вихрового ежектора зі спіральним відводом показав, що застосування спірального відводу приводить до зниження ККД в 1,5 рази, внаслідок втрат енергії вихідного потоку в спіральному відводі, пов'язаному із закрученням потоку, та його відривом від стінок.

3. Залежності ККД, коефіцієнта ежекції й розрідження на осі камери вихрового ежектора мають максимуми: максимум ККД досягається при $\bar{d}_{in} = 0,2$, максимум коефіцієнта ежекції – $\bar{d}_{in} = 0,25$, максимум вакуумметричного тиску на осі вихрової камери – $\bar{d}_{in} = 0,13$.

4. Вихорокамерний нагнітач має більші тиски у вихідному каналі, ніж вихровий ежектор, внаслідок чого стає більш ефективна передача енергії від активного потоку, крім того відбір середовища, що перекачується, у тангенціальному каналі дозволяє уникнути втрат енергії внаслідок обертання потоку у вихідному каналі. Таким чином, вихорокамерний нагнітач має більш високі показники ККД. З іншого боку, вихровий ежектор, внаслідок створення більшого розрідження на осі камери створює більш високі ступені розрідження у вакуумованих обсягах, що дозволяє його використати, у першу чергу, як ежекційний вакуум-насос.

5. Побудовано сполучені характеристики струминних нагнітачів вихрового типу, з яких йде, що при збільшенні відносного тиску на виході з нагнітача, знижуються енергетичні характеристики нагнітача: ККД і кількість середовища, що перекачується. Характеристики відносного тиску на виході з вихрового ежектора перебувають нижче аналогічних характеристик вихорокамерного нагнітача, внаслідок цього знижуються й показники ККД вихрового ежектора.

6. Визначення робочої точки системи можливо на одній витрато-напірній діаграмі, що поєднує робочі процеси обох модифікацій вихорокамерного нагнітача, але при експлуатації необхідно контролювати знаходження робочої точки, тому як, у протилежному випадку, зміна робочого процесу буде приводити до того, що в осьовому каналі можуть з'являтися втрати середовища, яке перекачується.

7. Отримано, що коефіцієнт ежекції за твердим тілом вихорокамерного нагнітача перевершує практично в два рази досяжний (теоретичний) коефіцієнт ежекції за твердим тілом або рідиною прямооточного струминного апарата. Це приводить до значного зниження необхідного тиску активного потоку, і зниженню необхідної (витраченої) потужності, що підводиться до апарату для забезпечення заданого коефіцієнта ежекції за твердим тілом. При перекачуванні твердих середовищ у пневмотранспорті вихорокамерні нагнітачі більш ефективні та мають більший ККД.

8. Побудовано зведені графіки полів струминних нагнітачів, що використовуються у системах гідро- та пневмотранспорту. Діапазон використання струминних нагнітачів розширений за дальністю транспортування, як для гідротранспорту, так і для пневмотранспорту. У пневмотранспорті дальність транспортування може досягати значень в 1,5 рази більше ніж струминні нагнітачі прямооточного типу за рахунок більшого відносного перепаду тисків, створюваного апаратом, витрати електроенергії на переміщення 1 т матеріалу на 1 м знижується більш ніж у два рази.

9. Розглянуто можливості управління роботою вихорокамерного нагнітача. Тому що найбільшу ефективність ВКН мають при перекачуванні середовищ із вмістом твердих середовищ, до управління роботою ВКН пред'являються додаткові обмеження. Ці обмеження пов'язані із використанням засувки для перекриття потоку або управління ним. При перекачуванні гетерогенних середовищ добре зарекомендували себе вихрові клапани, які не мають рухливих робочих органів, завдяки чому мають дуже високі показники надійності та довговічності. Крім того, використання вихрових клапанів у системах регулювання вихоро-

камерних нагнітачів дозволить збільшити площу прохідних перетинів та зменшити можливість забивання. Розглянуто схеми регулювання із використанням вихрових клапанів, що встановлені в дренажному каналі, в каналі всмоктування та в тангенціальному каналі виходу з нагнітача.

10. У випадку коли густина середовища, що перекачується менше ніж густина активного середовища, тобто того, що подається в канал живлення нагнітача буде відбуватися накопичення середовища із меншою густиною біля осі обертання у вихровій камері. Таким чином, вихорокамерні нагнітачі можливо використати в якості сепараторів, які розділяють середовища. Наприклад, при розділенні водоповітряних сумішей, або водонафтових (водоолійних) сумішей. В такому випадку середовище із меншою густиною буде обертатися біля осі, а середовище з більшою густиною потрапляти в тангенціальний канал виходу з нагнітача.

11. На основі виявленого впливу густин середовищ, що беруть участь у перекачуванні, та врахування розміру твердих часток й особливостей робочих процесів вихорокамерних нагнітачів розроблено єдину методику розрахунку систем, побудованих на основі вихорокамерних нагнітачів.

12. Отримано залежність радіусу вихрової камери, що обирається при проектуванні вихорокамерних нагнітачів, від кінематичних параметрів потоку та розмірів твердих часток, що перекачуються.

13. Розробка гідравлічних і пневматичних систем із використанням вихорокамерних нагнітачів, за допомогою сформульованих принципів, забезпечує їх ефективність. Принципи є базовими і можуть надалі доповнюватися й уточнюватися з накопичуванням досвіду створення й експлуатації систем.

14. Результати досліджень підтвердили високу надійність і ефективність роботи струминних вихорокамерних нагнітачів.

ЗАКІНЧЕННЯ

За результатами проведених досліджень розв'язана науково-практична проблема підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних нагнітачів, що перекачують рідини в несприятливих умовах експлуатації або гетерогенні середовища, за рахунок розробки і використання принципово нового типу струминних нагнітачів відцентрової дії. Розроблені теорія та методи розрахунку струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування середовищ різних агрегатних станів. Науково обґрунтовано напрям розв'язання проблеми підвищення техніко-економічної ефективності гідравлічних і пневматичних систем із гетерогенними робочими середовищами шляхом створення струминних ВКН. Розширено клас струминних машин шляхом розробленої концепції ВКН, що базується на новому для струминних нагнітачів принципі – поєднанні позитивних якостей робочих процесів у механічних відцентрових і струминних нагнітачах та особливостях гідродинаміки обмежених оберткових потоків – вакууму біля осі обертання і підвищеного тиску на периферії вихрової камери. Таким чином, на відміну від класичних струминних нагнітачів, де використовується лише спосіб передачі енергії за рахунок обміну кількістю руху взаємодіючих потоків під час зіткнення, яке супроводжується суттєвим дисипативним процесом, у ВКН основну енергію частинки отримують переважно у консервативному полі за рахунок переміщення під дією відцентрової сили на периферію вихрової камери, де несуча рідина має високі відносні значення потенціальної енергії, які можуть сягати 90% від затрачуваної енергії несучого середовища.

Теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено існування двох різних за фізичною сутністю робочих процесів у ВКН: 1) із скиданням у дренажний канал частини несучого середовища; 2) без дренажу. Методами планування експерименту отримані співвідношення геометричних параметрів, що дозволяють отримати оптимальні за ККД та витратою конструкції для реалізації обох робочих процесів та виконати гідродинамічний розрахунок ВКН. За результатами числових розрахунків і експериментальними дослідженнями встановлено фізичні картини течії у ВКН під час роботи на гетерогенних середовищах із вмістом твердих частинок та газових пухирців. Отримані співвідношення, що впливають на траєкторії газових пухирців та можливість утворення газового шнура по осі камери.

Шляхом порівняння з експериментальними даними проведено верифікацію сучасних моделей турбулентності, що використовуються у програмних комплексах для комп'ютерних розрахунків течій рідин і газів, та встановлено, що найкраще описують течію у ВКН моделі DES та SST із корекцією на кривизну ліній струму. Розроблено математичні моделі для течій різних агрегатних станів середовищ у коротких вихрових камерах ВКН, за допомогою яких установлені: поля швидкостей і тисків у проточних частинах ВКН; вплив особливостей геометрії проточної частини на робочий процес в ВКН та енергетичні характеристики; близькі до оптимальних параметри енергоефективності роботи ВКН.

Теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено, що показники ефективності (ККД, тиск та коефіцієнт витрати середовища, що перекачується, за допомогою ВКН) при роботі на середовищах із вмістом твердих компонентів у пневматичному та гідравлічному трубопровідному транспорті перевищують показники ефективності інших струминних нагнітачів майже в два рази. Це дозволяє розширити область застосування струминних нагнітачів у пневматичному та гідравлічному транспорті, та збільшити дальність транспортування у пневмотранспорті в 1,5 рази.

Розроблено інженерні математичні моделі, методики розрахунку та проектування ВКН з характеристиками, близькими до оптимальних, під час їх роботи в системах гідравлічного та пневматичного транспорту, які враховують агрегатний стан середовищ та дозволяють розрахувати конструкцію за заданим критерієм ефективності. На основі проведеного аналізу розроблені принципи побудови систем на базі струминних вихорокамерних нагнітачів для перекачування гетерогенних середовищ. Створено зразки ВКН, за допомогою яких досліджено закономірності, особливості функціонування, і доведено ефективність використання струминних нагнітачів вихрового типу в гідравлічних і пневматичних системах на підприємствах вуглепереробного і паливно-енергетичного комплексів.

Таким чином, створені засади для удосконалення існуючих, а також створення нових технологій управління та перекачування потоків суцільних гетерогенних текучих середовищ у промислових системах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. /Г.Н.Абрамович. – М.: Наука, 1969. – 824 с.
2. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1971. – 286 с.
3. Александров А.Н. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях: Справочник./ А.Н. Александров, Г.Ф. Косориз. – М.: Лесн. пром-ть, 1988. – 248 с.
4. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т. 1: Пер. с англ. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990.- 384 с.
5. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем: навч. посіб. [Текст] / П.М. Андренко. – Х. : Видавничий центр НТУ «ХП», 2014. – 188 с.
6. Андренко П.Н. Испытание вихревого усилителя с высоким коэффициентом усиления. /П.Н. Андренко, В.В. Дмитренко, С.В. Кныш // М., 1981. - 12 с. – Рус. - Деп. в УкрНИИ-ИНТИ 12.02.81, №2144-81.
7. Аркадов Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы. / Ю. К. Аркадов. – М.: Физматлит, 2001. – 336 с.
8. Арсеньев, В.М. Исследование взаимодействия потоков газа в воздушном вихревом эжекторе [Текст] / В.М. Арсеньев, С.С. Мелейчук, А.Н. Кочевский // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2006. — №10(94). — С. 143-153.
9. Бабенко, В. В. Пульсации скорости в закрученной струе вихревой камеры / В. В. Бабенко, В. А. Блохин, А. В. Воскобойник, В. Н. Турик // Акуст. вісн. — 2002. — Т. 5, N 1. — С. 3-12.
10. Бадах В.Н. Особенности гидродинамики проточной части гидравлических струйных усилителей и их влияние на выходные характеристики: Дисс. канд. техн. наук. – К.:КИИГА, 1984.- 165с.
11. Бадах В.Н. Параметры информационного обеспечения контроля технического состояния струйных агрегатов гидросистем воздушных судов. В кн.: «Проблемы информационного обеспечения процесса эксплуатации авиационной техники». / В.Н. Бадах, В.Б. Струтинский// Киев 1986. – С. 121–130.
12. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины. / О.В. Байбаков. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.
13. Батлук В. А. Математичне забезпечення вибору оптимального обладнання для очистки повітря від пилу за допомогою комп'ютерної техніки /В. А. Батлук, К. І. Азарський // Український журнал медичної техніки і технології. – Київ. - 2000. – № 2.- С. 92 – 94.
14. Батлук В.А. Наукові основи створення високоефективного пиловловлюючого обладнання: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.02 / Національний ун-т "Львівська політехніка". — Львів, 2001. — 372 с.
15. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы./ Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов – М.: Машиностроение, 1982.– 423 с.
16. Бейязов Й. Струйни елементи и системи. /Й. Бейязов, В. Градецки, Г. Цветков, С. Ненов. – София: "Техника", 1976. - 541 с.
17. Білецький В. С. Гідравлічний транспорт відходів вугільної промисловості та теплоенергетики /В.С. Білецький, Ю.Г. Світлий//Вісник Криворізького національного університету, вип. 41. – 2016. – С. 33-36.
18. Білокінь І. І. Вплив газовмісту рідини на характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / І.І. Білокінь, Ю.М. Стеценко, В.А. Макагон та ін. //Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т. 2. – №. 8 (50). – С.21–30.
19. Бочаров В.П. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники /В.П. Бочаров, В.Б. Струтинский, В.Н. Бадах, П.П. Таможний.-К.:Техника, 1987.- 127 с.

20. Бочаров В.П. Гидродинамика проточной части элементов струйной техники /В.П. Бочаров, В.Б. Струтинский, В.Н. Бадах // Пневмоавтоматика. – Львов: ЛПИ, 1985. - Ч. 1. – С. 144-145.
21. Бочаров В.П. К анализу кавитационных явлений в проточной части гидравлических струйных устройств. / В.П. Бочаров, В.Б. Струтинский, В.Н. Бадах// В кн.: Яблونا-86 „Пневматические и гидравлические устройства и системы управления”. – М.: 1986. – С. 33–40.
22. Бурдуков А. П. Тепло- и массоперенос в закрученном газожидкостном слое / А. П. Бурдуков и др.//Журнал прикл. механики и теор. физики. – 1981. – №. 6. – С. 129.
23. Вайсман М.Р. Вентиляционные и пневмотранспортные установки. / М.Р. Вайсман, И.Я. Грубиян. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1984. – 367 с.
24. Ванеев С. М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины /С.М. Ванеев //Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2001. – №. 9. – С. 30.
25. Ванеев С. М. Повышение энергоэффективности насосного оборудования горно-обогатительных комбинатов /С.М. Ванеев, А. А. Евтушенко, С.В. Сапожников, В.А. Соляник// Вісник СумДУ. – 2008. – №2. – С. 126-134.
26. Ванеев С. Области рационального использования пневмоагрегатов с вихревыми и струйно-реактивными турбинами /С. Ванеев, З. Финкельштейн // MOTROL. - Lublin. - 2011. – V. 13 С. - С. 128-137.
27. Введение в мехатроннику: учеб. пособ. [Текст] / О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской и др. – К. : НТУУ «КПИ», 2008. – 528 с.
28. Вихревые аппараты / [А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков]. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
29. Вихровый клапан. Патент України на винахід 28525, МПК В65G53/00 F15C1/00, Сьомін Д.О., Дмитрієнко Д.В., Роговий А.С. – № и 200709379. Заявлено 17.08.2007; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20. – 3 с.
30. Вихровый клапан. Патент України на винахід 47714А, МПК F15 B13/02/ Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В. - №2001085611. Заявлено 07.08.2001; Опубл. 15.07.2002. Бюл.№ 7. – 3 с.
31. Вихровый клапан. Патент України на винахід 86684, МПК В04С3/06 (2006.01), Сьомін Д.О., Мальцев Я.І., Мальцева М.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. – № и 201307775. Заявлено 19.06.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1. – 3 с.
32. Войцеховский С.В. Моделювання і розрахунок характеристик вихрових клапанів з урахуванням тертя об стінки вихрової камери: Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2004. — 145с.
33. Волков Н.И. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX. /Н.И. Волков, А.Н. Кочевский// Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 9-17.
34. Волов В. Т. Методика расчета и исследование самовакуумирующейся вихревой трубы для очистки помещений пассажирских вагонов / В. Т. Волов, Е. В. Вилякина // Актуальные проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: Материалы региональной научно - практической конференции, посвященной 130-летию Куйбышевской железной дороги. - 2004. - Ч. 1. - С. 170-173.
35. Волов В.Т. Моделирование процессов энергообмена в сильнозакрученных сжимаемых потоках газа и плазмы.: Автореф. дис... докт. физ.-мат. наук: 01.02.05/ Волов В.Т.; ФГАОУВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», – Казань, 2011. – 50 с.
36. Володин Н.П. Справочник по аспирационным и пневмотранспортным установкам. / Н.П. Володин, М.Г. Касторных, А.И. Кривошеин. – М.:Колос, 1984. – 288с.
37. Волошин А. И. Особенности движения аэросмеси на загрузочном участке вибропневмотранспортных систем с кольцевым эжектором /А.И. Волошин, С.Н. Пономаренко, Ю.Н. Игнатович//Геотехнічна механіка. – 2014. – №. 114. – С. 50-62.

38. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
39. Герман В.Ф. Создание и исследование сточномасных свободновихревых насосов повышенной экономичности: Дис... канд. техн. наук: 05.04.13. – М., 1989. – 154 с.
40. Гідропневморозподільник. Патент України на винахід 41469, МПК (2009) F01L5/00 F15B13/02 (2009.01), Сьомін Д.О., Дмитрієнко Д.В., Роговий А.С. – № у 200814359. Заявлено 15.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл. № 10. – 3 с.
41. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. / М.А. Гольдштик. – Новосибирск: Наука, 1981 – 366 с.
42. Гольдштик М. А. Вихревые процессы и явления /М.А. Гольдштик. – Новосибирск: ИТФ СО АН СССР. – 1989. – 68 с.
43. Гольдштик М. А. Движение мелких частиц в закрученном потоке / М.А. Гольдштик, А.К. Леонтьев, И.И. Палеев //Инж.-физ. журн. – 1960. – Т. 3. – №. 2. – С. 17-24.
44. Гупта А. Закрученные потоки. / А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред. – М: Мир, 1987. – 588с.
45. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. - 3-е изд., перераб. / М.Е. Дейч. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.
46. Дмитриев Г.П. Напорные гидротранспортные системы / Г.П. Дмитриев, Л.И. Махарадзе, Т.Ш. Гочиташвили. – М.: Недра, 1991. – 304 с.
47. Дмитрієнко Д.В. Дослідження методів інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах. /Д.В. Дмитрієнко, А.С. Роговий// Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №7 (125). – 2008. – С. 156 – 160.
48. Дмитрієнко Д.В. Підвищення ефективності промислового трубопровідного транспорту гідросумішей застосуванням струминної арматури [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.22.12 / Дмитрієнко Дмитро Володимирович; Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. - Луганськ, 2007. - 156 с.
49. Дубинский М. Г. Вихревой вакуум-насос / М. Г. Дубинский : Изв. АН СССР. ОТН, 1956. - № 3. - С. 155-159.
50. Евтушенко А.А. Турбомашины для перекачивания газожидкостных смесей [Текст] / А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко, С.В. Сапожников // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49.
51. Евтушенко А.А. К вопросу о теоретическом обосновании процесса забивания проточной части динамических насосов /А.А. Евтушенко, Ю.Я. Ткачук, С.М. Яхненко// Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. науч. трудов ХГПУ. В 4-х ч. – Харьков: ХГПУ. - 1998. -. Вып.6. - Ч.2. - С.397- 404.
52. Евтушенко А.А. Область применения и основные положения методики проектирования проточной части динамических насосов с однолопастным рабочим колесом /А.А. Евтушенко, С.М. Яхненко// Вісник СумДУ. – Суми: Вид-во СумДУ, 1998. - №2(10). -С. 75-81.
53. Елимелех И.М. Струйная автоматика. /И.М. Елимелех, Ю.Г. Сидоркин. – Л.: Лениздат, 1972 - 211 с.
54. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. /Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение, 1987. - 440 с.
55. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / А.О. Євтушенко – Суми : Видавництво СумДУ, 2005. — 256с.
56. Животовский Л.С. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. / Л.С. Животовский, Л.А. Смойловская – М.: Машиностроение, 1978. -223 с.
57. Залманзон Л.А. Микропроцессоры и управление потоками жидкостей и газов. / Л.А. Залманзон. – М., 1984. - 320 с.
58. Иванов Р.И. Повышение эффективности процесса смесеобразования в горелочных устройствах с использованием особенностей течения в вихревом прямоточном эжекторе.:

- Автореф. дис...канд. техн. наук: 01.04.14/ Р.И. Иванов; Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, – Рыбинск, 2012. – 20 с.
59. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 560с.
60. Калинушкин М.П. Пневматический транспорт в строительстве. / М.П. Калинушкин, З.Э. Орловский, И.С. Сегаль. – М.: Госстройиздат, 1961. – 164 с.
61. Карелин В.Я. Насосы и насосные станции: Учеб. для вузов. / В.Я. Карелин, А.В. Минаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.
62. Клячко Л.С. Пневматический транспорт сыпучих материалов. / Л.С. Клячко, Э.Х. Одельский, Б.М. Хрусталева – Мн.: Наука и техника, 1983. – 216 с.
63. Ковалев И.А. Массообменный аппарат / И.А. Ковалев, В.И. Склабинский – М.:АС СССР № 1106058
64. Коваленко А.А. Основы научных исследований (планирование экспериментов): монография / А.А. Коваленко, А.С. Роговой, Д.А. Сёмин. – Луганск: изд-во ВЛУ им. В. Даля, 2010. – 210 с.
65. Коваленко А.О. Планування та обробка результатів випробувань гідропневмосистем: Навчальний посібник / А.О. Коваленко, Д.О. Сьомін, А.С. Роговий. – Луганськ: Вид-во СЛУ ім. В. Даля, 2011. – 216 с.
66. Коваль В.П. Рух рідини з взваженими частинками в вихровій камері та її зношення /В.П. Коваль, П.І. Кудінов// Системні технології. Дослідження динаміки і оптимізація параметрів технологічних процесів: Збір. наук. праць. – Вип.. 2. – Дніпропетровськ: «Системні технології», 1998. – с. 39-49.
67. Колисниченко Э.В. Возможность и перспективы изучения рабочего процесса насосов, перекачивающих гидросмеси, с помощью данных расчетного эксперимента /Э.В. Колисниченко, А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 88-94.
68. Колисниченко Э.В. Рабочий процесс динамических насосов нетрадиционных конструктивных схем на газожидкостных смесях: автореф. дисс. на сискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневоагрегаты» / Э.В. Колисниченко. – Сумы, 2007. – 20 с.
69. Кононенко А. П. Выбор основных параметров вихревого диода для предотвращения гидравлических ударов в вертикальных трубопроводах / А. П. Кононенко, В. П. Овсянников, М. В. Оверко // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Математическое моделирование в технике и технологиях. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2015. – № 6 (1115). – С. 40-49.
70. Кононенко А.П. Теорія і робочий процес ерліфтів: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.17 / А.П. Кононенко ; Нац. техн. ун-т "Харк. політехн. ін-т". — Х., 2007. — 35 с.
71. Кононенко А. П. Экспериментальное обоснование влияния дискретной подачи сжатого воздуха на энергоемкость рабочего процесса эрлифта /А.П. Кононенко, В.В. Калиниченко//Промислова гідраліка і пневматика. – 2014. – №. 1. – С. 45-50.
72. Коротков Ф.А. Струйная техника в автоматике. /Ф.А. Коротков и др.– М.: Энергия, 1977. - 168 с.
73. Косенко-Белинский Ю. А. Перспективное направление в создании высокоэффективных поршневых насосов для гидротранспорта угля /Ю.А. Косенко-Белинский//Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Т. 1. – №. 7 (61).
74. Кочевский А. Н. Возможности моделирования течений жидкости и газа с помощью современных программных продуктов /А.Н. Кочевский// Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 8-23.
75. Крапошин М. В. Пакет OpenFoam: численное моделирование задач МСС /М.В. Крапошин, О.И. Самоваров, С.В. Стрижак //Материалы школы-семинара «Основы использования OpenFoam, Salome, ParaView», https://unihub.ru/tools/unicfd1/svn/trunk/Version2/Pdf/day1_2_4-OpenFOAM-Base.pdf.

76. Криль С.И. Методика расчета параметров трубопроводного гидротранспорта разноплотностных полидисперсных материалов / С.И. Криль, Е.В. Семенов // Прикладна гідромеханіка. — 2010. — Т. 12, № 1. — С. 48-54.
77. Криль С.И. Уравнения турбулентного течения газозвеси /С.И. Криль, В.П. Берман// Прикладная гидромеханика, 1999. — Т.1(73),№1. — С. 118-126.
78. Лаврусь О.Е. Исследование вихревых эжекторов в системах опорожнения, очистки подвижного состава железнодорожного транспорта /О.Е. Лаврусь// Сборник научных трудов молодых ученых и аспирантов СамИИТа. Самара, 1997. - С. 89-91.
79. Лебедев И.В. Элементы струйной автоматики. /И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. — М., 1973. - 360 с.
80. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. /Л.Г. Лойцянский. — М.:Наука, 1978. — 736 с.
81. Луговской А.Ф. Ультразвуковая кавитация в современных технологиях. / А.Ф. Луговской, Н.В. Чухраев – К. Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2007 – 244с
82. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. /Б.Ф. Лямаев. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. — 256 с.
83. Мальцев Я.И. Совершенствование гидравлических характеристик вихревых регулирующих органов струйных исполнительных устройств Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля. — Луганск, 2004. — 184с.
84. Мельников В.К. Исследование поля тангенциальных скоростей в вихревых камерах /В.К. Мельников, Е.П. Сухович, В.А. Завгородний// Изв. АН Латв. ССРС, 1969. — N3. — С. 73-79.
85. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. / А.П. Меркулов – М.: Машиностроение, 1969. — 184 с.
86. Метенин В.И. Экспериментальное исследование эжектора холодного потока вихревой трубы /В.И. Метенин, А.Е. Князев // Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы V Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев, 1988. - С. 53-56.
87. Михайлов А.К. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления. /А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. — М.: Машиностроение. - 1971. - 303 с.
88. Мочалин Е. В. К постановке задачи о движении взвешенной частицы в закрученном потоке несущей жидкости между двумя соосными цилиндрами с учетом отсоса жидкости через внутренний цилиндр /Е.В. Мочалин, А.А. Бревнов //Сб. науч. трудов ДГМИ.— Алчевск: ДГМИ. — 2001. — №. 13. — С. 210-218.
89. Мочалин Е.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 8. Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов. — К.: Изд. ИТТФ НАН Украины.— 2010.— 427 с.
90. Мочалин, Е.В. Формирование вихревой структуры закрученных течений в цилиндрической области с проницаемой боковой поверхностью [Текст] / Е.В. Мочалин // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2003. - № 12(58). - С. 36-41.
91. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. В 2-х Т. / Р.И. Нигматулин Ч.1 – М.: Наука, 1987, — 464 с.
92. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю.Д. Баранов, Б.А. Блюсс, Е.В. Семенов, В.Д. Шурыгин – Днепропетровск: «Новая идеология», 2006. — 416 с.
93. Островский Г.М. Пневматический транспорт сыпучих материалов в химической промышленности. / Г.М. Орловский – Л.: Химия, 1984. — 104 с.
94. Панченко А. И. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А.И. Панченко // Техніка АПК. — 2006. — № 3. — С. 11 - 13.

95. Панченко А. И. Пути повышения качества очистки рабочих жидкостей гравитационными очистителями / А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, С.В. Шигида // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наукове фахове видання / ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 44 - 53.
96. Панченко А.І. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко та ін. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 1. – С. 71 - 74.
97. Панченко В.И. Экспериментальное исследование вихревых клапанов, работающих на жидкостных, газовых и разнородных потоках. / В.И. Панченко, Г.Н. Толстухин, Б.С. Виноградов// Известия ВУЗов, Авиационная техника, №3, 1975. – С.87-91.
98. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: Пер. с англ. /С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984.- 152 с.
99. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект эксперимент, теория, технические решения /Ш.А. Пиралишвили, В.М. Поляев, М.Н. Сергеев //Москва. Издательство УНПЦ «Энергомаш». – 2000. – С. 211.
100. Пиралишвили Ш.А. Исследование вихревого эжектора – смесителя [Текст] / Ш.А. Пиралишвили, Р.И.Иванов // Научно-технический и информационно-аналитический журнал «Тепловые процессы в технике». – 2010. – №2, Т.2. – С. 57-62.
101. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха. /А.И. Пирумов. – М.; «Стройиздат»,1974. – 207с.
102. Підвищення ефективності обладнання і технології транспортування енергоносіїв та відходів теплоенергетичного комплексу: Звіт з НДР / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. – Д.О. Сьомін, Н.Б. Чернецька-Білецька, Інв №55522233. – Луганськ, 2013. – 295 с.
103. Плетчер Р. Расчет несжимаемого турбулентного отрывного течения. Теоретические основы инженерных расчетов /Р. Плетчер// Труды американского общества инженеров-механиков. – 1978. – Т. 100, № 4. – С.139-146.
104. Пневмотранспортное оборудование: Справочник / М.П. Калинушкин, М.А. Коппель, В.С. Серяков, М.М. Шапунов; Под общ. ред. М.П. Калинушкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 286 с.
105. Пневмотранспортные установки. Справочник. А.А. Воробьев, А.И. Матвеев, Г.С. Носко и др. – М.:Изд-во «Машиностроение», 1969. – 200 с.
106. Поздеев В.А. О низкочастотной осцилляции пузырьков в вибрирующей жидкости. / В.А. Поздеев, В.Н. Цуркин//Акустичний вісник. – К.:2003. – Том 6., №1. – С. 43-47.
107. Пономаренко С. Н. Определение потерь энергии на смешивание потоков воздуха в транспортном трубопроводе вибропневмотранспортных машин / С.Н. Пономаренко // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. — Днепропетровск: ИГТМ НАНУ, 2012. — Вип. 101. — С. 192-197.
108. Попов Д.Н. Статические и динамические характеристики пневмопривода с вихревыми элементами /Д.Н. Попов, В.В. Шульгин, Т.О. Энделадзе // Пневматические и гидравлические приводы и системы управления. - 1987. - №13. - С. 89-96.
109. Построение сеток в задачах авиационной и космической техники: учеб. пособ. для студентов по направл. 160000 «Авиационная и ракетно-космическая техника», бакалавров и магистров по направл. 160100 «Авиационное строительство», 160400 «Ракетные комплексы и космонавтика», 160300 «Двигатели ЛА», 160700 «Гидроаэродинамика и динамика полета», 161700 «Баллистика и гидроаэродинамика» / А.М. Молчанов, М.А. Щербаков, Д.С. Янышев и др. – МАИ – Москва, 2013. – 260 с.
110. Пристрій для керування потоками двофазних середовищ. Патент України на винахід 28524, МПК В65G53/00 F15C1/00, Сьомін Д.О., Дмитрієнко Д.В., Роговий А.С. – № u 200709378. Заявлено 17.08.2007; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20. – 3 с.
111. Пристрій для управління потоками сипучих середовищ: Патент України на винахід 3664, МПК В65G53/00, Сьомін Д.О., Войцеховський С.В., Роговий А.С. - №2004020749. Заявлено 03.02.2004; Опубл. 15.12.2004, Бюл. №12.- 2 с.

112. Пристрій управління сипких середовищ: Патент України на винахід 41017 А, МПК В65G53/00, F15C1/14 / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Роговий А.С. - №2001010092. Заявлено 3.01.2001; Опубл. 15.08.2001, Бюл. №7.- 3 с.
113. Приходько А. А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и тепломассообмене / А.А. Приходько. – К.: Наукова думка. – 2003. – 380 с.
114. Разработка струйно-вихревых клапанов и распределителей для пневматических систем и приводов: Отчет о НИР /Восточно-украинский гос.ун-т. - Д.А. Сёмин, Инв. N 0297У006117. - Луганск, 1997. - 61 с.
115. Разработка и внедрение малогабаритного камерного насоса для пылеприготовительного цеха (ППЦ) Славянской ТЭС. Отчет о НИР /АДИ Дон НТУ. - М. Чальцев, Инв. N 2000-355. - Горловка, 2003. – 87 с.
116. Рафалес-Ламарка Э.Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов. / Э.Э. Рафалес-Ламарка, В.Г. Николаев – К.: Наукова думка, 1971. – 120 с.
117. Рехтен А.В. Струйная техника. /А.В. Рехтен. – М.: Машиностроение, 1980. - 238 с.
118. Роговий А.С. Єдина методика розрахунку пневмотранспортних установок, побудованих на основі безроторних відцентрових насосів. /А.С. Роговий// Логістичне управління та безпека руху на транспорті: збірник тез конференції, 10-13 травня 2015 р., м. Лозова (Україна)/ відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька. – Северодонецьк: СНУ ім. В.Даля. – 2015. – С. 48-49.
119. Роговий А.С. Моделювання робочого процесу вихрекамерного насосу із входом перекачуваного середовища через кільцевий канал. / А.С. Роговий, М.В. Федосієнко// Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції: «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті», 15-16 жовтня 2015 р., м. Харків. – Х: «ФОРТ», 2015 р. – С. 298-301.
120. Роговий А. С. Особливості режимів роботи вихорокамерних нагнітачів / А.С. Роговий // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харьков: ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 120–128.
121. Роговий А.С. Особливості режимів роботи вихрекамерних нагнітачів. /А.С. Роговий, А.О. Дрокін// Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», 20-21 жовтня 2016 р., м. Харків. – Х: «ФОРТ», 2016 р. – С. 257-258.
122. Роговий А.С. Особливості розрахунку пневмотранспортних установок, побудованих на основі безроторних відцентрових насосів. / А.С. Роговий. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №1 (218). – 2015. – С. 68-73.
123. Роговий А.С. Порівняння робочих характеристик струминних нагнітачів вихрового типу. /А.С. Роговий// Сборник тезисов Международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника: «Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля». – Х: «ФОРТ», 2014 р. – С. 55-56.
124. Роговий А.С. Розрахунок витрати перекачуваного середовища у вихрекамерних нагнітачах. /А.С. Роговий, І.Д. Гончаров// Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобилиста та дорожника: «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті», 15-16 жовтня 2015 р., м. Харків. – Х: «ФОРТ», 2015 р. – С. 295-298.
125. Роговий А.С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів. Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2007. — 193 с.
126. Роговой А.С. Исследование влияния геометрических параметров проточной части струйно-вихревого насоса на его энергетические характеристики. / А.С. Роговой//

- Вісник СХУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східно-укр. нац. ун-ту. - №9 (99). – 2006. – С. 58 –63.
127. Роговой А.С. Применение вихрекамерных нагнетателей в гидро- и пневмотранспортных системах /А.С. Роговой // Вісник НТУУ «КПІ». Серія Машинобудування. – 2016. – № 3(78). – С.65-70.
128. Роговой А.С. Сравнение энергоэффективности пневмотранспортных установок. /А.С. Роговой // Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи: збірник тез конференції, 11-17 квітня 2016 р., м. Трускавець (Україна) / відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька. – Сєверодонецьк: СХУ ім. В.Даля. – 2016. – С. 158-160.
129. Роговой А.С. Сравнительный анализ рабочих характеристик струйных нагнетателей вихревого типа /А.С. Роговой// Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», 20-21 жовтня 2016 р., м. Харків. – Х: «ФОРТ», 2016 р. – С. 259-260.
130. Роговой А.С. Энергетическая эффективность гидротранспортных установок /А.С. Роговой, А.А. Ручкин // Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах: збірник тез конф., 24-26 листопада 2016 р., м. Одеса (Україна) / відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька. – Сєверодонецьк: СХУ ім. В. Даля, 2016. – С. 135-137.
131. Роговой А.С. Энергетическая эффективность пневмотранспортных установок. / А.С. Роговой // Вісник СХУ ім. В.Даля. – Сєверодонецьк: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №1 (225). – 2016. – С. 189-196.
132. Розенцвейг М.Л. Ограниченные вихревые течения при взаимодействии с пограничным слоем /М.Л. Розенцвейг, В.С. Левеллен, Д.Г. Росс// Ракетная техника и космонавтика. – 1964. – N12. – С. 94-103.
133. Розробка основ проектування і методик розрахунку безроторних відцентрових насосів: Звіт з НДР / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. – Д.О. Сьомін, Інв №55522233. – Луганськ, 2011. – 167 с.
134. Розробка теорії і методів проектування безконтактних засобів управління текучими середовищами у технічних системах: Звіт з НДР / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. – Д.О. Сьомін, Інв №55522233. – Луганськ, 2009. – 186 с.
135. Роуд Д. Л. Поля средних скоростей в осесимметричной камере сгорания с закруткой потока /Д.Л. Роуд, Д.Г. Лилли, Д.К. Маклафлин // Аэрокосмическая техника. – 1984. – Т. 2, № 1. – С.86-95.
136. Руч П. Вычислительная гидродинамика: Пер. с англ. /П. Руч. – М.: Мир, 1981.- 612 с.
137. Руднев С.С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С.С. Руднев // Гидромашиностроение. –М.: Энергия, 1972. – Вып. 43. – С. 3-9.
138. Самими М. Неустойчивость закрученного потока в камере сгорания с внезапным расширением /М. Самими, А.С. Меджет, К.А. Лангенфелд, С.К. Фэйвалоро// Аэрокосмическая техника. – 1990. – № 9. – С.16-24.
139. Самойлов В.Е. Методика термогазодинамического расчета вихревого эжектора /В.Е. Самойлов // Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы V Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев, 1988. - С. 50-53.
140. Сапожников С.В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.17 /Сумский гос. ун-т. – Сумы, 2002. – 20 с.
141. Семененко Е.В. Обоснование методического подхода к расчету параметров гидро-транспорта с учетом колебаний свойств транспортируемого материала. / Е.В. Семененко, Е.Ю. Мокрицкая. // Збагачення корисних копалин, 2012. – Вип. 51(92).

<http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/1439>.

142. Сємин Д.А. О движении твердой частицы в центральной зоне вихревой камеры с газовой несущей средой. /Д.А. Сємин, А.С. Роговой // „Промислова гідравліка і пневматика” Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця: Вид-во Вінницького держ. ун-ту. – № 3(9). – 2005. – С. 48–51.
143. Сємин Д.А. Определение оптимальных параметров работы струйно-вихревых насосов. /Д.А. Сємин, А.С. Роговой// Тези ІХ Міжнародної науково-практичної конференції АСПГП „Промислова гідравліка і пневматика”. – Кременчук: Вид-во КДПУ, 2008. – С. 26.
144. Сємин Д.А. Особенности движения твердой частицы в пограничных слоях на торцевых стенках короткой вихревой камеры. / Д.А. Сємин, А.С. Роговой// Вісник СХУ ім. В.Даля. Ч.2. - 2003. -№10(68). -С.127-131.
145. Сємин Д.А. Асимптотические значения параметров вихревых устройств управляющих транспортированием жидких сред. / Д.А. Сємин // Вісник Східноукраїнського національного університету. – №6(52), 2002, Ч.2. – С.189 – 196.
146. Сємин Д.А. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. /Д.А. Сємин, А.С. Роговой, А.М. Левашов, Я.М. Левашов // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування., 2016. – № 2 (77). – С. 71-78.
147. Сємин Д.А. Влияние типа входа в вихревой клапан на его пропускную способность. /Д.А. Сємин, А.М. Левашов А.М., Я.М. Левашов, А.С. Роговой // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». – Суми, 14-16 жовтня 2015 р., матеріали конференції. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2015. – С. 183-184.
148. Сємин Д.А. Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д.А. Сємин, А.С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213) – С. 70-77.
149. Сємин Д.А. Исследование динамических свойств вихревого клапана на рабочих средах "вода-воздух" /Д.А. Сємин, В.А. Павлюченко, Я.И. Мальцев, А.С. Роговой // Вісник СХУ. - Луганськ. - 2000. - №11 (33). - С. 85-90.
150. Сємин Д.А. Математическое моделирование движения газового пузырька в короткой вихревой камере. / Д.А. Сємин, А.С. Роговой // Вісник СХУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №5 (147). Ч.2 – 2010. – С. 189 – 195.
151. Сємин Д.А. Математическое моделирование движения твердой частицы в короткой вихревой камере / Д.А. Сємин, А.С. Роговой, Д.В. Дмитриенко // Вісник СХУ ім. В. Даля – 2003. - № 9(67), с. 123 – 126.
152. Сємин Д.А. Математическое моделирование рабочего процесса в струйно-вихревых насосах. /Д.А. Сємин, Я.И. Мальцев, А.С. Роговой // Вісник СХУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східно-укр. нац. ун-ту. - №9 (91). – 2005. – С. 201 – 206.
153. Сємин Д.А. Математическое моделирование рабочих процессов безроторных центробежных насосов. / Д.А. Сємин, А.С. Роговой // Вісник СХУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №5 (159). Ч.1 – 2011. – С. 338 – 344.
154. Сємин Д.А. Оптимизация геометрических параметров проточной части струйно-вихревых насосов. /Д.А. Сємин, А.С. Роговой, Д.В. Дмитриенко //Вісник СХУ ім. В.Даля - електроний. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №1Е. – 2008. – С. 1 –8. <http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/Vsunud/2008-1E>.
155. Сємин Д.А. Особенности рабочего процесса и характеристик безроторных центробежных насосов. /Д.А. Сємин, А.С. Роговой. Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под. ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченко – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – С. 340-346.

156. Сємин Д.А. Повышение пропускной способности вихревых клапанов с двухсторонним выходом. /Д.А. Сємин, А.Н. Левашов, Я.Н. Левашов, А.С. Роговой //Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 24-27 травня 2016 р.: Матеріали конференції – Київ:2016. – С. 29-30.
157. Сємин Д.А. Разработка и совершенствование характеристик крупномасштабных вихревых клапанов. Дисс. канд. техн. наук. – Луганск, 1992, – 203 с.
158. Сємин Д.А. Экспериментальные исследования рабочих характеристик вихрекамерных нагнетателей с двухсторонним всасыванием / Д.А. Сємин, А.Н. Левашов, Я.Н. Левашов, А.С. Роговой // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ. – 2016. – Вип. 16, т.2. – С. 65-74.
159. Сємин Д.А. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса. /Д.А. Сємин, А.С. Роговой // Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 64-70.
160. Система гальмування поршня гідро- та пневмоциліндра. Патент України на винахід 7103, МПК F15B15/22, Сьомін Д.О., Величко В.М., Баранов В.Ю., Мальцев Я.І., Роговий А.С. – №20040806987. Заявлено 21.08.04; опубл. 15.06.2005, Бюл. № 6. – 2 с.
161. Склабинский В.И. Теоретические основы расчета и проектирования вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.17.08 / Московский гос. ун-т инженерной экологии. — М., 2000. — 32с.
162. Склабінський В. І. Підвищення ступеня утилізації побіжного нафтового та природного газів шляхом застосування високоефективного газосепараційного устаткування /В.І. Склабінський//Вісник СумДУ. Сер. Технічні науки.-2004.-№ 2 . – С. 65 – 69.
163. Скотт С. Затухание закрученного течения в кольцевом канале при вращении жидкости на входе как твердого тела /С. Скотт, К. Бартелт // Теоретические основы инженерных расчетов / Труды американского общества инженеров-механиков. – 1976. – № 1. – С.140-148.
164. Смолдырев А.Е. Гидравлический и пневматический транспорт в металлургии и горном деле. / А.Е. Смолдырев. – М.: Металлургия, 1967. – 368 с.
165. Смолдырев А.Е. Трубопроводный транспорт (Основы расчета). / А.Е. Смолдырев. – М.: ГНТИЛ по горному делу, 1961. – 286 с.
166. Смолдырев А.Е. Трубопроводный транспорт концентрированных гидросмесей. – 2-е изд. перераб. и доп. /А.Е. Смолдырев. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
167. Смульский И.И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах / И.И. Смульский. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 301 с.
168. Совершенствование режимов работы гидротранспортных установок технологий углеобогащения / Е.Л. Звягильский, Б.А.Блюсс, Е.И. Назимко, Е.В. Семененко. – Севастополь:Вебер, 2002. – 247 с.
169. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
170. Солодов В.Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей / В.Г. Солодов. – Харків: ХНАДУ, 2011. – 167 с.
171. Солодов В.Г. Современное состояние проблемы моделирования крупномасштабной турбулентности / В.Г. Солодов // Вісник НТУ«ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХП», 2016. – № 20 (1192). – С. 108-115.
172. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління /Д.О. Сьомін, В.О. Павлюченко, В.І. Ремень, Я.І. Мальцев Монографія. – Луганськ: Вид-во Східно-укр. нац. ун-ту ім. В.Даля, 2002. – 174 с.
173. Струйная автоматика в системах управления / Под ред. Б.В. Орлова, -М.: Машиностроение, 1975. - 368 с.
174. Струминный насос. Патент України на винахід 9805, МПК B65G53/30, Сьомін Д.О., Роговий А.С. – № u 200503142. Заявлено 05.04.2005; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. – 3 с.

175. Струминний відцентровий насос. Патент України на винахід 107982, МПК В65G 53/10 (2006.01) В65G 53/30 (2006.01), Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. – № u 201600133. Заявлено 04.01.2016; опубл. 24.06.2016, Бюл. № 12. – 3 с.
176. Струминний відцентровий насос. Патент України на винахід 107983, МПК (2016.01) В65G 53/30 (2006.01) F04F 5/00, Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. – № u 201600134. Заявлено 04.01.2016; опубл. 24.06.2016, Бюл. № 12. – 3 с.
177. Струминний відцентровий насос. Патент України на винахід 89632, МПК F04D 17/08 (2006.01) В65G53/30 (2006.01), Сьомін Д.О., Роговий А.С., Левашов А.М., Чугуй В.В. – № u 201314111. Заявлено 04.12.2013; опубл. 25.04.2014, Бюл. № 8. – 3 с.
178. Струминний відцентровий насос. Патент України на винахід 65185 МПК В65G53/30 (2006.01), Сьомін Д.О., Роговий А.С., Мальцев В.В. – № u201106422; заявл. 23.05.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. № 22.
179. Струминний насос. Патент України на винахід 40482, МПК В65G53/00 F04F5/00, Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О., Дмитрієнко Д.В. – № u 200813264. Заявлено 17.11.2008; опубл. 10.04.2009, Бюл. № 7. – 3 с.
180. Струминний насос. Патент України на винахід 52303, МПК (2009) В65G53/00 F04F5/00, Сьомін Д.О., Роговий А.С., Мальцев В.В. – № u 201001033. Заявлено 01.02.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. № 16. – 3 с.
181. Струминний насос. Патент України на винахід 54176, МПК (2009) В65G53/00. Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О. – № u 201006089. Заявлено 20.05.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. № 20. – 3 с.
182. Струминний насос. Патент України на винахід 57065, МПК (2011.01) В65G53/00 F04F5/00, Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О., Мальцев В.В. – № u 201008672. Заявлено 12.07.2010; опубл. 10.02.2011, Бюл. № 3. – 2 с.
183. Струминний насос. Патент України на винахід 61540, МПК В65G53/30 (2006.01), Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О. – № u 201014925. Заявлено 13.12.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. – 2 с.
184. Струминний насос. Патент України на винахід 73757, МПК В65G53/30 (2006.01), Сьомін Д.О., Роговий А.С., Павлюченко В.О., Левашов А.М. – № u 201202608. Заявлено 05.03.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19. – 2 с.
185. Струминний насос. Патент України на винахід 73758, МПК В65G53/30 (2006.01), Сьомін Д.О., Роговий А.С. – № u 201202610. Заявлено 05.03.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19. – 2 с.
186. Струтинский В.Б. Исследование характеристик гидравлических струйных элементов высокого давления.- Дисс.Киев.:КИИГА, 1979. – 177с.
187. Струтинський В. Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем: Підручник / В.Б. Струтинський – Житомир: ЖДТУ. – 2005. – 635 с.
188. Струтинський В.Б. Комплексна математична модель детермінованих та стохастичних процесів у технічних системах /В.Б. Струтинський // Весник національного технічного університету України “КПІ”. Машиностроение. – 1998. – Вып. 33. – С. 115 – 135.
189. Сухович Е.П. Аэродинамика вихревой камеры /Е.П. Сухович // Изв. АН Латв. ССР, 1965. – N3. – С. 78-88.
190. Сьомін Д.О. Верифікація розрахунків обертових течій в вихрових клапанах та вихрекамерних нагнітачах. /Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов, Я.М. Левашов // XVII Міжнародна науково-технічна конференція АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Харків, 19-21 жовтня 2016 р., матеріали конференції. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2016. – С. 28-29.
191. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.1 Однорідні робочі середовища: монографія. / Д.О. Сьомін, В.О. Павлюченко, Я.І. Мальцев, С.В. Войцеховський, А.С. Роговий, Д.В. Дмитрієнко, М.О. Мальцева. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2009. – 256 с.

192. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Гетерогенні робочі середовища: монографія. / Д.О. Сьомін, В.О. Павлюченко, Я.І. Мальцев, С.В. Войцеховський, А.С. Роговий, Д.В. Дмитрієнко, М.О. Мальцева. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2013. – 190 с.
193. Сьомін Д.О. Вплив гравітації на характеристики струминно-вихрового насосу. / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, В.О. Павлюченко// «Промислова гідраліка і пневматика» Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця: Вид-во Вінницького держ. ун-ту. – № 2(24). – 2009. – С. 35–39.
194. Сьомін Д.О. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71.
195. Сьомін Д.О. Вплив попереднього закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. /Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. //Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 24-27 травня 2016 р.: Матеріали конференції – Київ:2016. – С. 168-169.
196. Сьомін Д.О. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 3 (1112) – С. 130-136.
197. Сьомін Д.О. Дослідження особливостей енергообміну в обертових потоках рідини. /Д.О. Сьомін, А.С. Роговий // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АСПГП «Промислова гідраліка і пневматика». – Суми, 14-16 жовтня 2015 р., матеріали конференції. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2015. – С. 182-183.
198. Сьомін Д.О. Експериментальні дослідження характеристик багатоступінчастих вихрекамерних нагнітачів. /Д.О. Сьомін, А.С. Роговий.// XIII міжнародна науково-технічна конференція АСПГП «Промислова гідраліка і пневматика», Чернігів, 19-20 вересня 2012 р: матеріали конференції. – Вінниця ГЛОБУС-ПРЕС, 2012. – С. 36.
199. Сьомін Д.О. Експериментальні дослідження характеристик вихрекамерних насосів. / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий. // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Кіровоград, 21-24 травня 2014 р.: матеріали конференції – Кіровоград – С. 149-150.
200. Сьомін Д.О. Математичне моделювання та порівняльний аналіз робочих характеристик нагнітачів струминного типу. / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, В.О. Павлюченко // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Київ, 21-24 травня 2013 р.: матеріали конференції – Київ: 2013. – С. 115.
201. Сьомін Д.О. Обґрунтування можливостей створення багатоступінчастих вихрекамерних нагнітачів. /Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, Я.І. Мальцев // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Черкаси, 17-20 квітня 2012 р.: матеріали конференції – Черкаси: 2012. – С. 86-87.
202. Сьомін Д.О. Особливості енергообміну в обертових потоках рідини. / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий //Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 26-29 травня 2015 р.: Матеріали конференції – Київ:2015. – С. 137.
203. Сьомін Д.О. Оцінка втрат кінетичної енергії потоку на виході вихрової камери. / Д.О. Сьомін, Я.І. Мальцев, А.С. Роговий, А.М. Левашов, Я.М. Левашов// Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Кіровоград, 21-24 травня 2014 р.: матеріали конференції – Кіровоград – С. 150-151.
204. Сьомін Д.О. Підвищення енергетичної ефективності вихрових клапанів. / Д.О. Сьомін, Я.І. Мальцев, М.О. Мальцева, А.С. Роговий, А.М. Левашов, Я.М. Левашов //

- Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Київ, 21-24 травня 2013 р.: матеріали конференції – Київ: 2013. – С. 86-87.
205. Сьомін Д.О. Підвищення ефективності переміщення вантажів трубопровідним транспортом засобами струминної арматури: Дис...д-ра техн. наук: 05.22.12 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2004. — 381с.
 206. Сьомін Д.О. Струминно-вихровий привод відсаджувальних машин на вуглезбагачувальних фабриках Донбасу. / Д.О. Сьомін, О.В. В'ялих, В.О. Павлюченко, Я.І. Мальцев, Д.В. Дмитрієнко, А.С. Роговий, М.О. Мальцева, І.Ю. Гринь, М.М. Седлецька // Внесок Донбасу в розвиток вітчизняного промислового потенціалу (матеріали міжнародної наукової конференції). – Луганськ: Вид-во СХУ ім. В.Даля, 2005. – С. 148-153.
 207. Сьомін Д.О. Удосконалення енергетичних характеристик вихрекамерних насосів. / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий // XIV Міжнародна науково-технічна конференція АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика». – Одеса, 18-19 вересня 2013 р., матеріали конференції. – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013. – С. 46.
 208. Тердохлеб И. Современный подход к энергоэффективности насосного оборудования / И. Тердохлеб, А. Костюк, С. Соколов // Насосы и оборудование. 4-5/2014. С. 20–21 : www.allpumps.kiev.ua
 209. Трубопровідний гідротранспорт твердих матеріалів / Б.Ф. Брагін, Г.Н. Делягін, Ф.Д. Маркунтович та ін. Під ред. Б.Ф. Брагіна. – К.: ІСДО, 1993. – 327 с.
 210. Турик В. Н. О динамическом методе управления структурой течения в вихревой камере / В.Н. Турик, В.В. Бабенко, Д.Е. Милуков // Восточно-европейский журн. передовых технол. – 2012. – №. 5/7. – С. 59.
 211. Турик В. Н. Структура выходного потока вихревой камеры при торцевых струйных воздействиях / В.Н. Турик, Д.Е. Милуков // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 3. – №. 8 (69).
 212. Уормли Д. Аналитическая модель несжимаемого потока в коротких вихревых камерах /Д. Уормли // Труды ASME, серия D, 1969.- N2. - С. 145-149.
 213. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика. /Н.Я. Фабрикант. – М.: Наука, 1964. – 816 с.
 214. Федоров И.Г. Влияние параметров вихревого устройства на его характеристики /И.Г. Федоров, Ю.А. Шульгин // Пневматические и гидравлические приводы и системы управления. - М. - 1989. - №14.- С. 273-283.
 215. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – 308 с.
 216. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2х томах: Пер. с англ. /К. Флетчер. – М.: Мир, 1991.
 217. Франк Э.Г. Динамические характеристики гидравлических вихревых усилителей /Э.Г. Франк, С.А. Ларионов // Известия вузов. Авиационная техника, 1987. N1, - С. 118-125.
 218. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. / А.А. Халатов. – Киев: Наукова думка, 1989. – 198с.
 219. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т. /А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477 с.
 220. Хигир. Н.А. Экспериментальное исследование закрученного вихревого движения в струях. /Н.А. Хигир, А. Червинский // Прикладная механика/ Труды ASME, серия E, 1967. Т. 34. – №2 – С.207-216.
 221. Чепуренко В.Г. Вычисление погрешностей измерений. /В.Г. Чепуренко, В.Г. Нижник, Н.И. Соколова – К.: Вища школа, 1978. – 37 с.
 222. Чернецька-Білецька Н.Б. Методика розрахунку основних показників гідротранспорту твердих залишків ТЕС. // Н.Б. Чернецька-Білецька, Є.О. Варакута, Д.О. Капустін // Вісник СХУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №5 (176). – 2012. – С. 137-142.

223. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. /Г. Шлихтинг. – М.:Наука, 1974. – 711 с.
224. Щукин В. К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. /В.К. Щукин, А.А. Халатов. – М: Машиностроение, 1982. – 200с.
225. Элементы и устройства струйной техники // Под ред. Ф.А. Короткова. - М.: Энергия, 1972. - 96 с.
226. Юфин А. П. Определение потерь напора при гидротранспорте мелких фракций угля по горизонтальным трубам //Сб.«Гидравлика сооружений и динамика русел». /А.П. Юфин // М.: Изд-во АН СССР. – 1959. – 223 с.
227. Яхно О.М. Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка. Підручник. – О. М. Яхно, О. В. Узунов, О. Ф. Луговський, В. А. Ковальов, А. В. Мовчанюк, І. В. Коц, О. П. Губарев (Під редактуванням О. М. Яхна) – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2015. – 698 с.
228. Akhtar, M. A. Two-Fluid Eulerian Simulation of Bubble Column Reactors with Distributors / M. A. Akhtar , M. O. Tade and V. K. Pareek // Journal of Chemical and Engineering of Japan, Vol. 39, No. 8, 831-841 (2006)
229. Aksenov A.A. Numerical Simulation of Car Tire Aquaplaning /A.A. Aksenov, A.A. Dyadkin, A.V. Gudkovsky // Computational Fluid Dynamics '96, – 1996, – P. 78-89.
230. Alahmadi Y. H. Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator / Y. H. Alahmadi and A. F. Nowakowski //Chemical Engineering Science. – 2016. – Vol. 147. – P. 150-165.
231. Al-Shamma K.A. Axial vortex and coanda - vortex flow controllers /Al-K.A. Shamma, J.K. Royle, R.F. Boucher, R. Asquith// Paper Fift Cranfield fluidics conference, 1972, - P. B2-13 – P. 2-24.
232. Ardnt R. Vortex Cavitation, Green , S. Ed. FLUID VORTICES, Fluid Mechanics and Its Applications, Vol. 30, Kluwer Academic Publisher, Boston, / Ardnt R. // 1995. – P. 731-782
233. Armfield S. W. Simulation of Internal Swirling Flow Using Mixing Length and $k - \varepsilon$ Turbulence Models // Proc. Int. Symp. Comp. Fluid Dyn. in Tokyo (Ed. K. Oshima), North Holland, Amsterdam. – 1986. – P.740-751.
234. Assefa K. M. Experimental study on the rheological behaviour of coal ash slurries /K. M. Assefa, D. R. Kaushal //Journal of Hydrology and Hydromechanics. – 2015. – Vol. 63. – №. 4. – P. 303-310.
235. Baghdad, M. Numerical study of energy separation in a vortex tube with different RANS models. / M. Baghdad, A. Ouadha, O. Imine & Y. Addad. // International Journal of Thermal Sciences, 2011 – 50(12). – P. 2377-2385.
236. Bain A. G. The hydraulic transport of solids by pipeline. /A. G. Bain, S. T. Bonnington – 1970. – 323 p.
237. Batchelor G. K. An introduction to fluid dynamics. – Cambridge university press, 2000. – 586 p.
238. Batluk V. Mathematical model for motion of weighted parts in curled flow. /V. Batluk, M. Basov, and V. Klymets// ECONTECHMOD : an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes. Lublin: Rzeszow, V.2, no. 3., 2013. – P. 17–24.
239. Batluk V. Mathematical model of dust cleaning process in centrifugal-inertial dust collector /V. Batluk, N. Paranyak and V. Makarchuk. //ECONTECHMOD: an international quarterly journal on economics of technology and modelling processes. 2013. Vol 2., – P. 9-16.
240. Beck J. L. Direct coupling of a vortex injector to a centrifugal pump : пат. 4563123 США. – 1986.
241. Beck J. L., 1980. Vortex injection method and apparatus. Патент США № 4449862.
242. Beck J. L., 1983. Apparatus for the control for injection of dry solids into a high pressure fluid stream. Патент США № 4543017.
243. Beck J. L. Vortex injection method and apparatus. U.S. Patent No. 4,449,862. 22 May 1984.

244. Bernyk I. Research staff process of interaction and technological environment in developed cavitation /I. Bernyk, O. Luhovskyi, L. Nazarenko. //Вісник Національного технічного університету України" Київський політехнічний інститут" серія Машинобудування. – 2016. – №. 76. – С. 12-19.
245. Bourloutski E. Transient Euler/Lagrange calculations of dense gas-liquid-solid flows in bubble columns with consideration of phase interaction. / E. Bourloutski and M. Sommerfeld// Proceedings of the 10th Workshop on Two-Phase Flow Predictions (Ed. M. Sommerfeld), 2002, - P. 113-123.
246. Broda J. C. An experimental study of combustion dynamics of a premixed swirl injector / J.C. Broda, R. J. Seo, Santoro, G. Shirhattikar and V. Yang. //Symposium (International) on Combustion. – Elsevier, 1998. – V. 27. – №. 2. – P. 1849-1856.
247. Brombach H. Vortex devices in hydraulic engineering /H. Brombach // Paper Fifth Cranfield fluidic conference, 1972. – P. 1-11.
248. Brombach H. Vortex flow controllers in sanitary engineering /H. Brombach // Trans ASME j. dyn. syst. meas. contr., 1984.- V. 106. - P. 129-133.
249. Chahine, G.L. Bubble Dynamics and Cavitation Inception in Non-Uniform Flow Fields. / G.L. Chahine // 20th Symposium on Naval Hydrodynamics, Santa Barbara, California, August 1996. – P. 290-311.
250. Chernetskaya-Beletskaya N. Experimental research of hydrotransporting concentrated residues at solid fuel burning /N. Chernetskaya-Beletskaya, A. Kuschenko, D. Kapustin//Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – 2012. – Vol. 12. – №. 4.– P. 13-18.
251. Chernetskaya-Beletskaya N. Define the operational hydro-solid waste handling system /N. Chernetskaya-Beletskaya //Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – 2014. – Vol. 14. – №. 1.– P. 53-56.
252. Dunham D. Comparison of URANS and LES CFD methodologies for air swirl fuel injectors /D. Dunham, A.Spencer, J. J. McGuirk, M. Dianat //ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2008. – P. 187-196.
253. Dmitrienko D. Cyclone with shutters lattice modelling /D. Dmitrienko. //Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. 2014. – Vol. 11A., P. 38-45.
254. El-Ghandour M. Solid-materials-handling central-type jet pump /El-Ghandour M., El-Sawaf I. A., El-Ottla F. M.//6th Int Water Tech Conference, IWTC Alexandria, Egypt. – 2001. – P. 328-340.
255. Elliott K. Analysis of a Curvature Corrected Turbulence Model using a 90 Degree Curved Geometry Modelled after a Centrifugal Compressor Impeller /K. J. Elliott, E. Savory, R.J. Martinuzzi & W.E. Lin. //20th Annual Conference of the CFD Society of Canada. – 2012.– P. 187-190.
256. Ferziger J. H. Computational methods for fluid dynamics. / J. H. Ferziger and M. Peric// Springer Science & Business Media, 422 – 2012.– P.17-28.
257. Founti M. Experimental and computational investigations of Nearly Dense Two-Phase Sudden Expansion Flows /M. Founti and A. Klipfel // Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier Science Publishers 17, – 1998, – P. 27-36.
258. Fukagata K. Drag reduction in turbulent pipe flow with feedback control applied partially to wall. / K. Fukagata & N. Kasagi// Int. J. Heat Fluid Flow 24, – 2003. – P. 480-490.
259. Fukagata K. Contribution of Reynolds stress distribution to the skin friction in wall-bounded flows,/ K. Fukagata, K. Iwamoto & N. Kasagi // Phys. Fluids 14. – 2002. – P. L73-L76.
260. Fukagata K. Effects of wall roughness in a gas-particle turbulent vertical channel flow /K. Fukagata, S. Zahrai, F. H. Bark & S. Kondo// Turbulence and Shear Flow Phenomena - 2 , edited by. E. Lindborg et al. (KTH, Stockholm, 2001) Vol. II. – 2001. – P. 117-122.
261. Golda J. Hydraulic transport of coal in pipes with drag reducing additives /J. Golda.//Chemical Engineering Communications. – 1986. – Vol. 43. – №. 1-3. – P. 53-67.

262. Gorokhovskiy M. Hypothetical heavy particles dynamics in LES of turbulent dispersed two-phase channel flow / M. Gorokhovskiy, A. Chhab. // Center for Turbulence Research Annual Research Briefs, - 2003. - P. 205-211.
263. Harada S. Fluid force acting on a falling particle toward a plane wall. /S. Harada, T.Tanaka, Y.Tsuji // Proc. Of ASME FEDSM'00. ASME 2000 Fluids, - 2000, - P. 1-5.
264. Hirsch C. Numerical Computation of Internal and External Flows. / C. Hirsch. - Elsevier. 2007. - 696 p.
265. Hodson Ronald. Alternative control from power flow /R. Hodson// Contr. and instrum., 1985. - V. 17 - N 11. - P. 137.
266. Hreiz R. Hydrodynamics and velocity measurements in gas-liquid swirling flows in cylindrical cyclones / R. Hreiz, C. Gentric, N. Midoux, R. Lainé, and D. Fünfschilling //Chemical engineering research and design. - 2014. - Vol. 92. - №. 11. - P. 2231-2246.
267. Hsiao C. Prediction of Vortex Cavitation Inception Using Coupled Spherical and Non - Spherical Models and UnRANS Computations / C. Hsiao, G. Chahine// Symposium on Naval Hydrodynamics Fukooka, JAPAN, 8-13 July 2004. - P. 111-122.
268. Hua J. Numerical simulation of bubble rising in viscous liquid. /J. Hua and J. Lou.// J. Comput. Phys. 222. - 2007. - P. 769-795.
269. Huang, S. Performance analysis of gas-liquid cylindrical cyclone (GLCC) separator with an inclined and perforated wall. / S. Huang, Y. Wen, & D. Wang // Nuclear Science and Techniques, 2013. - P. 111-121.
270. Jacobs B. E. A. Design of slurry transport systems. /B. E. A. Jacobs. - Crc Press, 2003.
271. Jasak H. OpenFOAM: open source CFD in research and industry /H. Jasak //International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. - 2009. - Vol. 1. - №. 2. - P. 89-94.
272. Jasak H. Dynamic mesh handling in OpenFOAM /H. Jasak, H. Rusche //Proceeding of the 47th Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Orlando, FL. - 2009.
273. Jiao L. Experimental study on the hydraulic characteristics of vortex diodes. /L. Jiao, C. Chen, J. Liu, J. Yin, & L. Wang.// Science China Technological Sciences, 2012, 54(2) - P. 332-337.
274. Karge V. Schraubenspindelpumpen zur Förderung von Multiphasengemischen /V. Karge// Pumpen, Vakuumpumpen, Kompressoren, - 1988. - P. 14-19.
275. Kawaguchi T. DEM Simulation of One-Dimensional Plug Motion in Standpipe Flow and Development of Plug Flow Model /T. Kawaguchi, Y. Horii, T. Tanaka and Y. Tsuji. //Proc. of the 2nd Asian Particle Technology Symposium 2003 (APT 2003) - Penang, Malaysia. - 2003. - P. 495-500.
276. King C.F. Vortex amplifier internal geometry and its effect on performance /C.F. King // Int. j. head and fluid flow, 1985. -V.6. - N 3. - P. 160-170.
277. King C.F. The design of radial vortex amplifiers for high performance power fluidics /C.F. King.// Trans. of the ASME. Journal of dynamic systems, measurement and control., 1987. - V. 109. - P. 44-48.
278. Klinzing G.E. Pneumatic conveying of solids. A theoretical and practical approach (Powder technology series), 2nd Edition, / G.E. Klinzing, R.D. Marcus, F. Rizk, L.S. Leung. - Chapman&HallSuffolk, - 1997 - 624 p.
279. Kobayashi T. DEM Analysis on Fluidized Behavior of Geldart's Group A Particles (Pressure Drop and Stress Distribution) /T. Kobayashi, T. Kawaguchi, T. Tanaka and Y. Tsuj //Proc. of the 2nd Asian Particle Technology Symposium 2003 (APT 2003), Penang, Malaysia - 2003, - P.465-470.
280. Koli B. R. CFD investigation of a switched vortex valve for cooling air flow modulation in aeroengine (Doctoral dissertation, © Bharat Ramesh Koli), 2015.
281. Kowalski K. An analysis of pressure distribution in water and water emulsion in a front gap of a hydrostatic bearing. / K. Kowalski and T. Zloto// Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. Vol. 14. №. 3., 2014. - P. 45-52.

282. Kulkarni, A. A. CFD simulation of flow in vortex diodes. / A.A. Kulkarni, V.V. Ranade, R.Rajeev, & S.B.Koganti // *AIChE journal*, 54(5), 2008. – P. 1139-1152.
283. Latorre, R. Study of Tip Vortex Cavitation Noise from Foils and Propellers. / R. Latorre // *International Shipbuilding Progress*, 1980. – P. 676-685.
284. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows /B. E. Launder, D. B. Spalding // *Comput. Methods Appl. Mech. Engng.* – 1974. – № 3. – C.269-289.
285. Levchenko D. Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path /Levchenko D., Meleychuk S., Arseniev V.// *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, P. 28–34. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.004>.
286. Liming Shi. CFD Simulation of the Influence of Temperature and Pressure on the Flow Pattern in Cyclones / Liming Shi, David J. Bayless, Greg Kremer, and Ben Stuart//*Industrial & engineering chemistry research*. – 2006. – T. 45. – №. 22. – P. 7667-7672.
287. MacGregor S.A. Instabilities associated with the outlet flow in vortex amplifier /MacGregor S.A., Syred N., Markland E.// *Fluidics quart.*, 1982. - V. 14. - N 4. - P. 29-37.
288. Maxey M. R. Equation of Motion for a Small Rigid Sphere in a Nonuniform Flow. / Maxey M. R., Riley J. J.// *Phys. Fluids*, 1983. – Vol. 26, No. 4. – P. 883 –889.
289. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications /F.R. Menter // *AIAA Journal* – 1994.– Vol. 32. – no 8. – P. 1598-1605.
290. Menter F. R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows / F.R. Menter // *AIAA Paper*, – 1993. – P.2906-2920.
291. Mills D. Pneumatic Conveying Design Guide, 2nd Edition / D. Mills. – Bitterworth-Heinemann, ISBN:0750654716., 2004 – 638 p.
292. Molerus O. Overview: pneumatic transport of solids /O. Molerus // *Powder technology*. – 1996. – Vol. 88. – №. 3. – P. 309-321.
293. Montavon C. A. Mathematical modelling and experimental validation of flow in a cyclone /C.A. Montavon.//*5th International Conference on Cyclone Technologies*, Warwick, UK. – 2000. – Vol. 31. – P. 175-186.
294. Mulligan S. Hydrodynamic Investigation Of Free-Surface Turbulent Vortex Flows with Strong Circulation in a Vortex Chamber /Mulligan S., Casserly J., Sherlock R.//*5th IAHR International Junior Researcher and Engineer Workshop on Hydraulic Structures*. – 2014.
295. Nazukin V. A. CFD Analysis of Swirling Flows in Premixers /V. Nazukin, V.Avgustinovich//*ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. – American Society of Mechanical Engineers, 2014. – P. V04AT04A051-V04AT04A051.
296. Oberleithner K. Formation and flame-induced suppression of the precessing vortex core in a swirl combustor: experiments and linear stability analysis / Oberleithner, K., Stöhr, M., Im, S. H., Arndt, C. M., & Steinberg, A. M. // *Combustion and Flame*. – 2015. – Vol. 162. – №. 8. – P. 3100-3114.
297. Open FOAM (The Open Source CFD Toolbox): User Guide, Version 1.4// OpenCFD Limited, April 2007.
298. OpenCFD. Openfoam, May 2011. <http://www.openfoam.com>.
299. Pandare, A. Flow in vortex diodes. / Pandare, A., & Ranade, V. V. // *Chemical Engineering Research and Design*, 102, 2015. – P. 274-285.
300. Piralishvili S. A. Flow and thermodynamic characteristics of energy separation in a double-circuit vortex tube — an experimental investigation /S.A. Piralishvili, V.M. Polyaev//*Experimental thermal and fluid science*. – 1996. – V. 12. – №. 4. – P. 399-410.
301. Piralishvili S.A. Calculation and Experimental Investigation of Mixture Formation in a Vortex Mixer. /S.A. Piralishvili, R.I. Ivanov.// *Russian Aeronautics*, Vol.55, No.2, – 2012, – P. 179-183.
302. Plesset M. S. Dynamics of Cavitation Bubbles. / M.S. Plesset // *Journal of Applied Mechanics*, 16, – 1948. – P. 228-231.
303. Pletcher R. H. Computational fluid mechanics and heat transfer. /Pletcher R. H., Tannehill J. C., Anderson D.// – CRC Press, 2012.

304. Raoufi A. The Eulerian–Lagrangian analysis of the bubble motion in a gate slot /Raoufi A, Shams M, Ebrahimi R, Ahmadi G.// 14th International Mech. Engng. Conf., Esfehan, Iran, 2006
305. Raposo G. M. Flow Analysis of a Hydrocyclone Designed to High Oil Content Application /Raposo G. M., Nieckele A. O.//ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting. – American Society of Mechanical Engineers, 2009. – P. 2231-2236.
306. Raposo G.M. Evaluation of different turbulence approaches to predict the flow inside a designed high oil hydrocyclone. // 20 Int. Congr. Of Mechanical Engineering. – 2009. – P. 12-20.
307. Reed A.R. Power and Bulk Engineering / A.R. Reed // – 1990, – 4, – №3 – P.35 – 41.
308. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses /A.Rogovyi// Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – 2016. – Vol. 16, No. 3. – P. 57-62.
309. Rogovyi A.S. Comparative Analysis Of Performance Characteristics Of Jet Vortex Type Superchargers / A.S. Rogovyi, Ye. Voronova //Автомобильный транспорт. – 2016.– Вып. 38. С. 93–98.
310. Rubesin M. W. Numerical Turbulence Modeling /Rubesin M. W.// AGARD Lecture Series No. 86 on Computational Fluid Dynamics. – 1977. – P.31-37.
311. Savino J.M. Experimental profiles of velocity components and radial pressure distribution in vortex confined in a short cylindrical chamber /Savino J.M., Keshock E.G.// Proc. of 3d amplification symposium, HDL, 1965. - P. 269-299.
312. Shur M. L. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction /M. L. Shur et al.//AIAA journal. – 2000. – Vol. 38. – №. 5. – P. 784-792.
313. Shur M. L. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction. /Shur M. L., Strelets M. K., Travin A. K. and Spalart P. R.// AIAA journal, 2000. – 38(5), – P. 784-792.
314. Shur, M. L. Analysis of Jet-Noise-Reduction Concepts by Large-Eddy Simulation. /Shur, M. L., Spalart, P. R., Strelets, M. K., & Garbaruk, A. V. // International Journal of Aeroacoustics, – 2007. – 6(3), – P. 243-285.
315. Shur, M. L. A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities /Shur, M. L., Spalart, P. R., Strelets, M. K., & Travin, A. K.// International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008. – 29(6), – P. 1638-1649.
316. Škerlavaj A. Turbulence model comparison for a surface vortex simulation. /Škerlavaj A., Lipelj A., Ravnik J. and Škerget L. // In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2010. – Vol. 12, – No. 1, – P. 012-034.
317. Slater, S. A. The calculation of inertial particle transport in dilute gas-particle flows. /Slater, S. A. & Young, J. B.// Intl J. Multiphase Flow 27, – 2001, – P. 61-87.
318. Smirnov P. E. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term /Smirnov P. E., Menter F. R.//Journal of Turbomachinery. – 2009. – Vol. 131. – №. 4. – P. 041010.
319. Smirnov E. M. Recent Progress in Numerical Simulation of Highly Three-Dimensional Turbulent Flows and Endwall Heat Transfer in Turbine Blade Cascades /Smirnov E. M.//Heat Transfer Research. – 2011. – V. 42. – №. 1. – P.25-44.
320. Smirnov P. E. Application of the SAS turbulence model to buoyancy driven cavity flows /Smirnov, P. E., Kapetanovic, S., Braaten, M. E., Egorov, Y., & Menter, F. R. //ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2009. – P. 1207-1216.
321. Soldati A. Influence of large-scale streamwise vortical EHD flows on wall turbulence /A. Soldati//International journal of heat and fluid flow. – 2002. – V. 23. – №. 4. – P. 441-443.
322. Sommerfeld M. Analysis of transport effects of turbulent gas-particle flow in a horizontal channel. / Sommerfeld M. , S. Lain, J. Kussin. // Proceedings 4th International Conference on Multiphase Flow, New Orleans, ICMF – 2001. – P. 1-12.

323. Spalart P. R. Detached-eddy simulation /P.R. Spalart//Annual review of fluid mechanics. – 2009. – V. 41. – P. 181-202.
324. Squires, D.K. Particle response and turbulence modification in isotropic turbulence. /Squires, D.K. & Eaton, J.K. // Phys. Fluids, A2(7), – 1990, – P. 1191-1203.
325. Stephens D.W. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone /Stephens D. W., Mohanaragam K.//Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal. – 2010. – Vol. 10. – №. 5-6. – P. 366-373.
326. Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows /Strelets M. //39th Aerospace sciences meeting and exhibit. – 2001. – P. 879.
327. Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. /D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
328. Syomin D. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber /D. Syomin, A. Rogovyi// Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. Lublin-Lugansk– 2012. – Vol. 12. – no. 4. – P. 279-284.
329. Syomin D. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber /D. Syomin, A. Rogovoy // Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – 2010. – Vol. 19. – P. 232-240.
330. Syomin D. Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. /Syomin D., Pavljuchenko V., Maltsev Y., Rogovoy A., Dmitrienko D. // Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – 2010. – Vol. 10. – P. 440-445.
331. Syred N. Optimization of high gain vortex devices. / Syred N, Royle J.K. and Tippetts J.R. // Proceedings of then Third Cranfield Fluidics conference, Turin, 1968, paper J 3, – 1968. – P.37-48.
332. Thakare, H. R. Computational analysis of energy separation in counter—flow vortex tube. /Thakare, H. R., & Parekh, A. D.// Energy, 2015. – 85, – P. 62-77.
333. Tishchenko L. Quadratic nonlinear model of grain mixture movement in cylindrical vibratory centrifugal sifter. /Tishchenko L., Olshanskyi V., and Olshanskyi S. // An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. Lublin-Rzeszow. OL PAN, 2015. – V.15 – No3. – P. 67-72.
334. Van Nierop E. A. Drag and lift forces on bubbles in a rotating flow /Van Nierop E, Luther S, Bluemink B, Magnaudet J, Prosperetti A., Lohse D. //Journal of Fluid Mechanics. – 2007. – V. 571. – P. 439-454.
335. Vatistas, G. H. Theoretical and experimental studies on confined vortex flows. Diss. Concordia University, 1984.
336. Vibhor Mehrotra. Monte Carlo particle dispersion simulation application in coal fired furnaces: comparison with experimental data. / Vibhor Mehrotra, Geoffrey D.Silcox, Phillip J.Smith.// 2nd Int. Conf. CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO, pAustralia, – 1999, – P. 287-292.
337. Vinokurov A. Experimental study of precessing vortex core in two-phase flow /Vinokurov A., Shtork S., Alekseenko S. //EPJ Web of Conferences. – EDP Sciences, 2015. – V. 92. – P. 02107.
338. Wilcox D. C. et al. Turbulence modeling for CFD. – La Canada, CA : DCW industries, 1998. – V. 2. – P. 103-217.
339. Wilson, K. C. Slurry transport using centrifugal pumps. / K. C. Wilson, G. R. Addie, A. Sellgren, R. Clift. – Springer Science & Business Media. – 2006. – 428 p.
340. Woolhouse R. J. A comparison of the experimental and computational modelling of the fluidic turn-up vortex amplifier at full and zero swirl conditions /R. J. Woolhouse, J. R. Tippetts, S. B. M. Beck //Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – 2001. – V. 215. – №. 8. – P. 893-903.

341. Wormley D.N. A review of vortex diode and triode and dynamic design techniques / D.N. Wormley // Fluidic state-of-the-art symposium., 1974. - V. 1 - P. 1-81.
342. Xue Y. Visualization of the flow structure in a vortex tube / Y. Xue, M. Arjomandi, R. Kelso // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2011. – V. 35. – №. 8. – P. 1514-1521.
343. Xue Y. Energy analysis within a vortex tube / Y. Xue, M. Arjomandi, R. Kelso // Experimental thermal and fluid science. – 2014. – V. 52. – P. 139-145.
344. Yamamoto, Y. LES of gas-particle turbulent channel flow (the effect of inter-particle collision on structure of particle distribution). / Y. Yamamoto, T. Tanaka, Y. Tsuji // Third International Conference on Multiphase Flow, ICMF'98. Lyon, France, – 1998, – P. 1-7.
345. Yin J. Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode / J. Yin, L. Jiao, L. Wang // Nuclear Engineering and Design. – 2010. – Vol. 240. – №. 5. – P. 970-974.
346. Zandi I. Advances in Solid–Liquid Flow in Pipes and Its Application. / I. Zandi. – Elsevier, 2013. – 297 p.

Наукове видання

СЬОМІН Дмитро Олександрович

РОГОВИЙ Андрій Сергійович

ВИХОРОКАМЕРНІ НАГНІТАЧІ

Відповідальний за випуск: *Солодов В.Г.*

Комп'ютерна верстка: *Роговий А.С.*

Авторська редакція

Підп. до друку 29.11.2017. Формат 60х84/16. Папір офсетний.
Гарнітура Таймс. Друк цифровий. Ум.-друк. арк 12,25. Наклад 50 прим.
Зам. № 3/1/18. Ціна договірна

Видавець: ФОП Мезіна В.В.
Свідоцтво серії ДК №5365 від 21.06.2017 р.
м. Харків, вул. Жон Мироносиць, 6/8
тел. +38(057)714-06-74, +38(050)976-32-87, +38(098)837-75-53
book@vdele.in.ua