

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

На правах рукопису

**Дем'янчук Ярослав Михайлович**

УДК 622.691.4.052:66.074 (043)

Д 32

**Удосконалення технології абсорбційного  
осушення природного газу**

Спеціальність 05.15.13 – Нафтогазопроводи, бази та сховища

Дисертація на здобування наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Козак Федір Васильович

кандидат технічних наук, професор



d214

## ЗМІСТ

|  |    |
|--|----|
| ВСТУП.....   | 4  |
| РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....   | 10 |
| 1.1. Технологічні аспекти процесу осушення природного газу від вологи....                                  | 10 |
| 1.2. Дослідження інтенсифікації теплообміну в закручених потоках газу та рідини.....                       | 22 |
| 1.3. Гідродинаміка двофазного закрученого потоку.....  | 28 |
| 1.4 Постановка задач дослідження.....  | 39 |
| Розділ 2 ОСНОВНІ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....  | 41 |
| 2.1. Характеристика експериментального стенда.....   | 41 |
| 2.1.1. Вибір системи „газ-рідина”.....   | 46 |
| 2.2. Характеристика трубчастих тепломасообмінних елементів.....  | 47 |
| 2.3. Методика проведення експериментів.....  | 50 |
| 2.4. Методика обробки дослідних даних.....   | 52 |
| 2.4.1. Дослідження гідродинаміки.....  | 52 |
| 2.4.2. Дослідження теплообміну між газовою і рідинною фазами.....  | 54 |
| 2.4.3. Максимальна похибка експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі .....                    | 58 |
| РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ЕЛЕМЕНТА.....            | 60 |
| 3.1. Вивчення режимів роботи тепломасообмінного елемента.....  | 60 |
| 3.2. Дослідження гідравлічного опору тепломасообмінного елемента.....                                      | 77 |
| Висновки.....  | 86 |
| РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ЕЛЕМЕНТА.....              | 87 |
| 4.1. Вплив конструктивних характеристик завихрювачів трубчастої насадки на інтенсифікацію теплообміну..... | 87 |
| 4.2. Дослідження тепловіддачі в трубчастому тепломасообмінному елементі.....                               | 92 |

|  |            |
|--|------------|
| 4.3. Обробка результатів дослідження тепловіддачі в трубчастому тепло-масообмінному елементі в критеріальній формі.....                        | 96         |
| Висновки.....  | 104        |
| <b>РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА БАЗОВИХ ЗАСАД УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ АБСОРБЦІЙНОГО ОСУШЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ З ВИКОРИСТАННЯМ ТРУБЧАСТОЇ НАСАДКИ.....</b> |            |
| 5.1. Стадія абсорбції.....   | 107        |
| 5.2. Стадія регенерації гліколю.....   | 117        |
| 5.2.1. Матеріальний баланс десорбера базового варіанта.....  | 119        |
| 5.2.2. Тепловий баланс десорбера базового варіанта.....  | 122        |
| 5.2.3. Матеріальний баланс десорбера нового варіанта.....  | 125        |
| 5.2.4. Тепловий баланс десорбера нового варіанта.....  | 127        |
| 5.2.5. Про гідродинамічні та теплообмінні показники роботи десорбера.....  | 130        |
| 5.3. Експлуатаційні показники собівартості абсорбційного осушення природного газу при застосуванні трубчастої насадки.....                     | 134        |
| 5.4. Стадія абсорбції з використанням охолодженого розчину діетилен-гліколю.....   | 138        |
| Висновки.....  | 149        |
| <b>ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ.....</b>   | <b>150</b> |
| <b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>   | <b>152</b> |
| <b>ДОДАТОК А.....</b>  | <b>161</b> |

## ВСТУП

**АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ.** Україна володіє значними розвіданими запасами природного газу та нафти. Видобуток природного газу на теренах нашої держави протягом тривалого часу скорочувався і тільки у 1994 – 2001 роках стабілізувався на рівні 18 – 18,4 млрд. м<sup>3</sup> на рік.

Разом з цим розвинута система транспорту та зберігання газу, яка включає 37,1 тис. км газопроводів, в тому числі 14 тис. км діаметром 1020 – 1420 мм, 72 компресорні станції загальною потужністю 5600 МВт, 13 підземних сховищ газу, має пропускну здатність на вході 290 млрд.м<sup>3</sup> на рік та 175 млрд.м<sup>3</sup> на рік на виході і є за потужністю другою на континенті після російської.

Очікуване зростання обсягів споживання країнами Західної та Центральної Європи вуглеводнів та нерівномірність розташування їх ресурсів робить Україну, в силу зручного географічного розташування та наявної розвинутої мережі газонафтопроводів, важливим транзитним вузлом між країнами–експортерами та країнами–споживачами промисловорозвиненої Європи. Для збереження конкурентоздатності і привабливості для експортерів газу актуальною є проблема зменшення енергетичних витрат на транспортування природного газу та підвищення надійності лінійної частини системи, компресорних станцій та підземних сховищ газу.

З огляду на існуючий дефіцит власних природних вуглеводневих ресурсів, серед яких природний газ з його часткою 41-42 % за останні роки в енергобалансі України відіграє роль пріоритетного енергоресурсу, впровадження ресурсоенергоощадних технологій у всіх галузях промисловості нашої держави слід віднести до стратегічних напрямків розвитку.

Осушення природного газу як один з найважливіших процесів підготовки газу до транспорту є найбільш ефективним і економічним способом попередження утворення кристалогідратів в газопроводах, газорозподільних і газовимірювальних станціях та як наслідок, одним з гарантів безвідмовного функціонування зазначених об'єктів. Тому показники глибини осушення природних газів є

обов'язковим складовим елементом як галузевих стандартів якості цих газів, так і контрактів на поставку газу. Створювати ж нові технології осушення сьогодні доцільно, як зазначено вище, на засадах ресурсоенергоощадності. З точки зору другого закону термодинаміки одночасне неперервне підведення матеріальних і теплових потоків по висоті тепломасообмінної зони апаратів зменшує необоротність зазначених процесів та кількість дисипативних втрат теплової енергії на їх реалізацію. Трубно-колонні технології у повній мірі відповідають вимогам паралельного проведення масообміну з теплообміном і тому відносяться до науково-обґрунтованих перспективних напрямків ресурсоенергоощадження.

Таким чином, дисертаційна робота спрямована удосконалення технології абсорбційного осушення природного газу на засадах ресурсоенергоощадності, має не тільки наукову актуальність, але й важливе народногосподарське значення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних програм з розвитку газової галузі України і базується на результатах держбюджетної науково-дослідної роботи „Підвищення ефективності функціонування систем газонафтопостачання, номер державної реєстрації № 0101У001666 , яка входить в координаційний план міністерства освіти і науки України „Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини”. Зазначений план є складовою частиною національної програми „Нафта і газ України до 2010 року”.

**Мета і задачі дослідження.** Удосконалення технології абсорбційного осушення природного газу гліколями на засадах ресурсоенергоощадності з використанням можливостей трубчастої насадки.

Для досягнення мети були сформувані такі задачі:

1. Аналіз технологій осушення природного газу, які знайшли застосування в газовій галузі та перспективних технологій, з позицій ресурсоенергоощадності і на базі основних законів термодинаміки формування наукових принципів змен-

шення дисипативних втрат енергії, в тому числі і теплової, стосовно найбільш поширеної в галузі технології абсорбційного осушення природного газу гліколями.

2. Розробка нової трубчастої насадки для трубчасто-колонної технології з метою інтенсифікації тепломасообміну при контактуванні газу і рідини та зменшення втрат абсорбенту від його механічного винесення обробленим газом.

3. Дослідження основних гідродинамічних характеристик протитечії газу і рідини в трубчастій насадці реальних (промислових) геометричних розмірів: режим течії, критичні навантаження, пропускна здатність, гідравлічний опір.

4. Дослідження і моделювання за теорією подібності міжфазного теплообміну при протитечії газу і рідини в трубчастій насадці реальних геометричних розмірів при відсутності масообміну між зазначеними фазами та при співвідношеннях витрат фаз, характерних для технології абсорбційного осушення природного газу.

5. Удосконалення технології абсорбційного осушення природного газу гліколями із застосуванням дослідженої трубчастої насадки, яке забезпечило б ресурсоенергоощадність порівняно з діючими в галузі технологіями.

*Об'єкт дослідження:* технологія абсорбційного осушення природного газу гліколями з використанням трубчастої насадки.

*Предмет дослідження:* процеси гідродинаміки і міжфазного теплообміну протитечії газу і рідини, технологічні схеми абсорбційного осушення природного газу з рівняннями матеріального і теплового балансів.

*Методи дослідження:* феноменологічний та експериментальний стосовно процесів гідродинаміки і міжфазного теплообміну протитечії газу і рідини в трубчастій насадці з моделюванням за теорією подібності, системного аналізу технологічних схем абсорбційного осушення природного газу.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

1. Створена та запатентована ефективна трубчаста насадка для ресурсоенергоощадної технології абсорбційного осушення природного газу, яка забезпечує паралельне проведення тепломасообмінних процесів в трубному та міжтрубному просторах.

2. Вперше експериментально досліджені в зазначеній новій трубчастій насадці реальних геометричних розмірів гідродинамічні режими протитечії газу і рідини, критичні навантаження, пропускна здатність, гідравлічний опір та отримані відповідні формули для визначення перерахованих параметрів.

3. Вперше вивчено дослідним шляхом контактний теплообмін газу і рідини в зазначеній вище трубчастій насадці реальних геометричних розмірів при відсутності масообміну між цими фазами і на засадах теорії подібності отримано критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі;

4. При осушенні природного газу в трубчастій насадці оцінено можливі втрати гліколю та економія теплової енергії при регенерації гліколю із застосуванням трубчастої насадки в діапазоні зміни тисків абсорбції від 2 до 7 МПа, які є характерними для практики трубопровідного транспорту та підземного зберігання газу. Запропонована ресурсоенергоощадна технологія абсорбційного осушення природного газу гліколями на базі запатентованої трубчастої насадки.

5. Запропоновано та запатентовано спосіб абсорбційного осушення природного газу з використанням штучного холоду та трубчастої насадки, виконано аналіз варіанту застосування цього способу з утилізацією теплоти відхідних газів газотурбінного приводу компресорної станції.

**Практичне значення одержаних результатів.** Сукупністю розроблених положень дисертації:

– удосконалена технологія абсорбційного осушення природного газу на засадах ресурсоенергоощадності з врахуванням специфіки функціонування трубопровідного транспорту і підземного зберігання газу з використанням запропонованої трубчастої насадки та визначені напрямки вдосконалення і оптимізації параметрів трубчастої насадки з врахуванням її цільового призначення;

– створено технологічне оснащення для виготовлення елементів запатентованої трубчастої насадки;

– для практичного використання в інженерних розрахунках отримані дослідні рівняння: критичних швидкостей підвисяння та захлинання в трубчастій насадці за патентом України №30278 А; фактора швидкості як параметра моделюван-

ня при зміні тиску газу та характеристики пропускної здатності зазначеної насадки; втрат тиску газової фази в насадці; коефіцієнта тепловіддачі при контактуванні газу і рідини в трубчастій насадці за умов відсутності міжфазного масообміну;

– окреслена сфера практичного застосування трубчасто-колонної технології в газовій та нафтовій галузях.

Результати роботи впроваджені в навчальному процесі Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу в курсовому проектуванні та практичних заняттях з дисциплін: „Термодинаміка, теплопередача і теплосилові установки”, „Типові технологічні процеси і об’єкти виробництв”, „Процеси і апарати нафтохімічної промисловості” для студентів спеціальностей „Газонафтопроводи та газонафтосховища”, „Видобування нафти і газу”, „Автоматизоване управління технологічними процесами і виробництвами”.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Зокрема, здійснено аналіз перспектив використання трубчасто-колонної технології з метою досягнення ефекту ресурсоенергоощадності при осушенні природного газу шляхом зменшення дисипативних втрат [11,89,87]; розроблена оригінальна трубчаста насадка для потреб трубчасто-колонної технології та стенд і методика експериментального дослідження процесів гідродинаміки і контактного теплообміну газу та рідини в насадці [86,89,104]; досліджені основні гідродинамічні характеристики протитечії газу і рідини в трубчастій насадці реальних геометричних розмірів і встановлено робочий режим експлуатації насадки [32,102,126]; досліджено міжфазний теплообмін в трубчастій насадці реальних геометричних розмірів і з наукових позицій розкрито механізм інтенсифікації зазначеного теплообміну [87,104]; на засадах ресурсоенергоощадності запропоновано новий спосіб абсорбційного осушення природного газу з використанням штучного холоду та трубчасто-колонної технології [86,104,115].

Усі лабораторні дослідження та впровадження досягнутих результатів в навчальний процес виконані особисто.



**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідались на таких конференціях: 9 міжнародна конференція “Удосконалення процесів та апаратів хімічних, харчових та нафтохімічних виробництв” (м. Одеса, 10-13 вересня 1996 р.); 1-а науково-практична конференція “Проблеми економії енергії” (м. Львів, 16-19 червня 1998 р.); 2-а науково-практична конференція “Проблеми економії енергії” (м. Львів, 2-4 червня 1999 р.); на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківсько-го державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 1998, 1999 р.р.); 6-та міжнародна науково-практична конференція “Нафта і газ України – 2000” (31 жовтня-3 листопада 2000 р.).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 9 працях, з них 2 патенти України на винаходи.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

Одним з основних процесів підготовки природного газу до транспортування є процес осушення, оскільки практично увесь об'єм видобутих газів обробляється з метою вилучення з них пароподібної вологи.

На даний час в газовій промисловості України найбільш широко використовується технологія абсорбційного осушення природного газу гліколями, яка дозволяє, завдяки безперервності процесу та можливості осушення великих об'ємів при низьких експлуатаційних витратах, налагодити процес осушення значних потоків газу як на промислах, так і на проміжних компресорних станціях під час транспортування газу до споживачів.

#### 1.1. Технологічні аспекти процесу осушення природного газу від вологи

Протягом тривалого часу принципово нові технології осушення газу з'являлися як спосіб вирішення конкретних завдань локального характеру і в більшості своїй не знаходили широкого застосування. Розглянемо найбільш цікаві з точки зору актуальності.

Однією з технологій, яка забезпечує значну ступінь вилучення вологи з газового потоку, є адсорбційне осушення (силікагелі, цеоліти та ін.) [1]. Технологія має ряд переваг: досягається досить низька точка роси, підвищення тиску в системі мало впливає на процес, апаратура не складна у виготовленні і практично немає втрат хімічних речовин. Однак, через циклічність дії, громіздкість устаткування, дезактивація адсорбенту при наявності в газі побічних хімічних речовин, дана технологія знайшла застосування при обробці невеликих об'ємів газу (на виході з окремих свердловин, на АГНКС і газопереробних заводах та ін.)

Найбільш широкого розповсюдження в газовій промисловості знайшла технологія регенерації гліколів з застосуванням віддужного газу [2]. Її можна розглядати як допоміжну при абсорбційному осушенні газу. Як відомо, використання

висококонтрованих розчинів гліколів дозволяє здійснити більш глибоке осушення газу. Отримання абсорбенту підвищеної концентрації ускладнюється рядом факторів: порівняно низька температура термічного розкладу гліколів, що обмежує максимальні температури нагріву:  $+174\text{ }^{\circ}\text{C}$  для діетиленгліколю (ДЕГ) і  $+210\text{ }^{\circ}\text{C}$  для триетиленгліколю (ТЕГ). В умовах атмосферної дистиляції такі температури дозволяють отримати концентрації розчинів не вище 97 – 98 % мас. Для отримання більш високих концентрацій необхідно використовувати вакуумну регенерацію або регенерацію з віддувним газом. Перехід на схему роботи із застоуванням віддувного газу дав підвищення концентрації гліколю на 2-5 % мас. (до 99,5 % мас.) [3]. На даний час в конструкції практично всіх установок регенерації гліколів застосовується вакуумна регенерація та віддування газом.

Наявність в газі сірководню значно впливає на його властивості: вологоємність, температуру гідратуутворення, коефіцієнт стисливості, на корозійну і ерозійну здатність. При осушенні такого газу гліколі з часом стають кислими і збільшують корозію устаткування та труб. Крім того, збільшується піноутворення гліколів і, як наслідок, зростає винесення їх з потоком газу. Виділені при регенерації гліколів сірководневі сполуки часто з іншими відходами спалюються, що призводить до забруднення навколишнього середовища. Для вирішення цих проблем запропонована технологія осушення кислих газів [4], яка передбачає використання в блоці регенерації двох колон. Одна колона – для віддувки сірководню з ДЕГу під тиском, друга – для очищення газу, який буде використано для віддувки, розчином ДЕГу. Відпрацьований віддувний газ ежектується і разом з основним потоком газу підлягає осушенню і очищенню. Загалом схема базується на типовому устаткуванні, яке застосовується для обробки безсірководневих газів.

При наявності в газовому потоці значної кількості газоконденсату можливе застосування технології виділення цього конденсату соляровою оливою [5]. Сирій газ, який містить газоконденсат, поступає в вертикальний абсорбер, що має дві секції. В нижній секції (першій по ходу газу), яка зрошується розчином діетиленгліколю, виділяється волога; у верхній, яка зрошується соляровою оливою, поглинається газоконденсат. Пройшовши обидві секції, газ направляється в газопр-

від. Обидва абсорбенти – насичений розчин діетиленгліколю і солярова олива – змішуються на виході з абсорбера і направляються на регенерацію. Після спільної регенерації суміш поступає в розділюючу ємність, з якої кожний абсорбент подається у відповідну секцію абсорбера. При випробовуваннях такої схеми осушення депресія точок роси по воді склала  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , по вуглеводнях –  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

П'ятничко О.І., Березовський Н.Б., Крушневич Т.К. та Берго Б.Г. запропонували перспективну технологію осушення газу при низьких температурах контакту фаз з застосуванням гліколів зниженої концентрації [6]. Ними були проведені дослідження на дослідній установці з абсорбером діаметром 100 мм і висотою насадки 500 мм, який працював в режимі затопленої насадки. Дослідження проводили при параметрах, близьких до найбільш жорстких режимів роботи устаткування: концентрація розчинів ДЕГ 87 – 90 % мас., температура контакту фаз складала  $2,5\div 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , тиски –  $0,8\div 4,45\text{ МПа}$ . Було досягнуто температури точки роси осушеного газу ( $-15\div -16$ )  $^{\circ}\text{C}$  при концентрації ДЕГу  $88,0\div 88,9\text{ } \%$  мас., що відповідає рівноважному стану системи при технологічних параметрах процесу.

Автори рекомендували використовувати даний спосіб осушення природного газу для умов північних родовищ Росії. Газ потрапляє в абсорбер при низьких температурах, внаслідок чого кількість вологи, яка поглинається з газу ДЕГом, значно менша, ніж при температурах контакту ( $15 - 30$ )  $^{\circ}\text{C}$  при умові осушення природного газу до однакових температур точки роси. За розрахунками авторів, застосування процесу низькотемпературного осушення дозволить знизити питомі витрати абсорбенту в  $3\div 6$  разів, застосовувати абсорбент зниженої концентрації і проводити його регенерацію при атмосферному тиску, що призведе до значного зменшення експлуатаційних затрат. Однак використання природного холоду обумовлює використання даного способу тільки в північних кліматичних зонах в холодні періоди року.

Якщо за останні 20-30 років не відбулося принципових змін в технології осушення природного газу, то в плані апаратурного удосконалення існуючих технологій слід відзначити декілька нових розробок, що стосуються стадії абсорбції.

Т.М.Бекиров, А.Л.Халіф та ін. [7] запропонували ряд конструкцій контактних пристроїв та конструкцій абсорберів з ковпачковими тарілками і провели їх порівняльні дослідження. Автори зробили висновок, що для створення абсорберів осушення газу великої одиничної потужності і високої ефективності найбільш оптимально використовувати контактні пристрої прямоточно-контактного типу з осьовим підведенням газу і з сітчастими тарілками. Цим умовам відповідає багатofункціональний абсорбер (БФА) конструкції ЦКБН [8,9], який було запроваджено до серійного виробництва. На даний час експлуатуються БФА двох серій із внутрішнім діаметром 1,2 та 1,8 м – апарати вертикального типу, ідентичні за конструкцією. Основними перевагами БФА було різке зменшення металоємності

апарату і виробничої площі під нього.

БФА складається з трьох секцій (рис. 1.1): сепараційної, середньої – масообмінної та верхньої – коагуляційної. Сепараційна секція призначена для очищення газу від крапельних рідин та твердих включень. В масообмінній секції розчин гліколю абсорбує з газу пароподібну вологу. В коагуляційній секції, яка складається з групи вертикальних фільтр-патронів з склотканиною та розміщеною за ними тарілкою з сепараційними

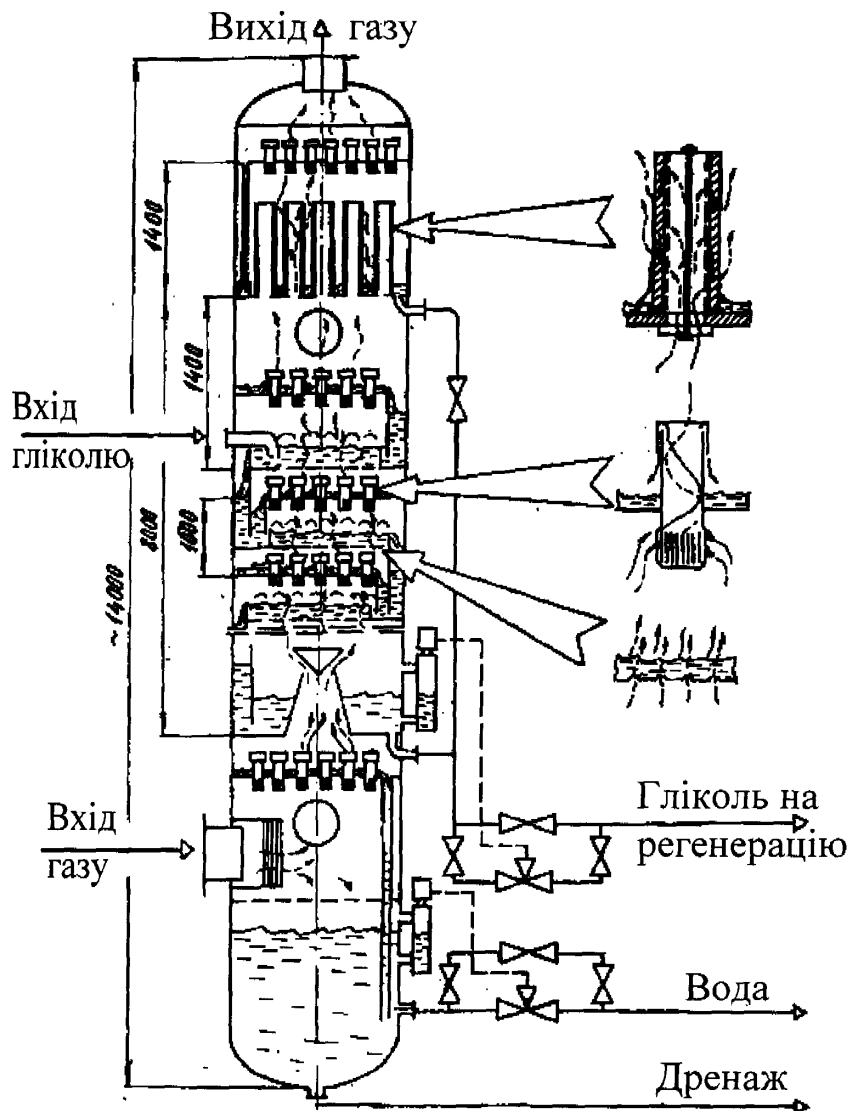


Рис. 1.1 Схема багатофункціонального апарату

елементами відцентрового типу, від газу відділяються винесені з масообмінної секції краплини гліколю. Однак експлуатація БФА двох типорозміри з номінальною продуктивністю 5 та 10  $\text{млн.м}^3$  газу на добу при тиску 7,5 МПа, як в Росії, так і в Україні, довела ненадійність характеристики БФА за одним з основних показників – винесення гліколю з осушеним газом, який суттєво змінювався залежно від часу роботи: від слідів на початку експлуатації до 100 г на 1000  $\text{м}^3$  і більше через вісім-дев'ять місяців неперервної роботи [10,11].

Частково проблема значних втрат абсорбенту з потоком осушеного газу була розв'язана шляхом їх реконструкції – встановленням нових коагулюючих пристроїв, які розробили і запровадили Ключов В.А., Козак Ф.В., Щипачов В.Б., Шутка Л.М., Овчаренко В.Г. [9,11,12]. Однак, видима перевага БФА в металомісткості порівняно з насадковими та тарільчастими абсорберами, стає неістотною в процесі їх експлуатації.

З метою збільшення продуктивності тарільчастих абсорберів та ефективно-сті осушення природного газу запропоновано і реконструйовано декілька апаратів, в яких барботажні ковпачкові тарілки замінені провальними тарілками з псевдозрідженим шаром насадки [13,14]. Певна кількість насадки в даних апаратах розміщується вільно між верхньою і нижньою обмежуючими тарілками. При робочих навантаженнях по газу і рідині насадка переводиться в псевдозріджений стан. Завдяки ефекту псевдозрідження масообмінна ефективність апарату на порядок вища, ніж у насадкових та тарільчастих типів апаратів при значно більшій продуктивності. Використані в реконструйованих апаратах лопатева та гвинтова насадки за авторськими свідоцтвами СРСР №281415 і №1150008 відповідно [15,16].

Жданова Н.В., Халіф А.Л. [17] наводять дані про використання в якості абсорбера осушення газу апаратів розпилюючого типу та з трубами Вентурі замість розпилюючих форсунок. Оптимальна температура контакту фаз складає (15 – 30)  $^{\circ}\text{C}$ . Подачу гліколю до форсунок потрібно здійснювати при температурах більших за 30  $^{\circ}\text{C}$  з метою досягнення його невеликої в'язкості. При нижчих температурах погіршується якість розпилювання, що негативно впливає на ефектив-

ність осушення. Застосування труб Вентурі замість форсунок створює більш надійні умови експлуатації установки осушення, особливо в промислових умовах.

Поставленим вимогам до абсорбційної апаратури осушення газу найбільш повно відповідає горизонтальний касетний абсорбер (рис.1.2) створений Берго Б.Г., Крушневичем Т.К., П'ятничко О.І. [18], в якому реалізовано осушення при-

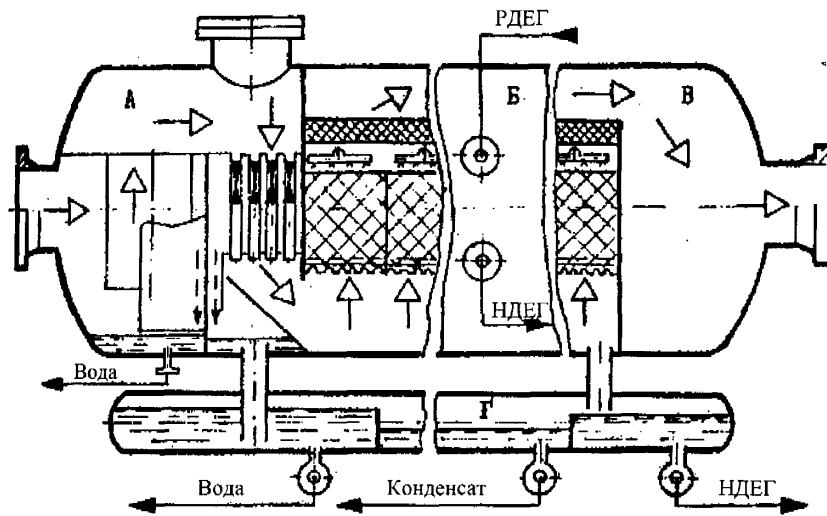


Рис. 1.2 Принципова схема горизонтального касетного абсорбера. А - зона сепарації; Б - зона абсорбції; В - камера сепараційна; Г - розділювач фаз

родного газу в шарі затопленої насадки. Завдяки горизонтальному розміщенню корпусу вдалося досягнути великої площі масообмінної зони ( $\sim 30 \text{ м}^2$ ), що, в свою чергу, обумовило високу продуктивність апарату (до  $35 \text{ млн. м}^3/\text{добу}$ ). Завдяки великій площі масообмінної зони вдалося різко зменшити швидкість газу при контактуванні з рідиною, що дозволило знизити величину винесення рідини з газовим потоком. Висока ефективність осушення досягалася завдяки застосуванню режиму „емульгації”, запропонованого Кафаровим В.В., Бляхманом Л.І. та Плановським А.Н. [19], через що вдалося обмежити висоту насипу насадки 1,0 м.

При дослідженні промислового зразка даного апарату з внутрішнім діаметром 1,8 м, змонтованого на Шебелинському газоконденсатному родовищі [20], було встановлено такі його переваги: при однакових габаритах продуктивність касетного абсорбера приблизно в 2 рази вища порівняно з іншими відомими типами абсорберів; суттєво полегшуються роботи з монтажу і обслуговування апарату; досягається можливість стійкої роботи в широкому діапазоні зміни навантаження, що дозволяє ефективно використовувати апарат на великих ПСГ в умовах значних коливань добових і сезонних витрат природного газу; в одному агре-

родного газу в шарі затопленої насадки. Завдяки горизонтальному розміщенню корпусу вдалося досягнути великої площі масообмінної зони ( $\sim 30 \text{ м}^2$ ), що, в свою чергу, обумовило високу продуктивність апарату (до

гаті вдало об'єднані функції вхідного сепаратора, абсорбера і вихідного сепаратора; знижується приблизно в 1,5 раз об'єм капітальних вкладень.

При проведенні досліджень на повнорозмірному „гарячому” стенді та на промисловому зразку [21] була виявлена нерівномірність в розподілі газу по довжині масообмінної зони, яка підвищувала рівень рідини в кінцевих по проходженні газу касетах за рахунок інжекційної дії сумарного вихідного потоку. Це явище звужує діапазон стійкої роботи апарату і зменшує максимальне його навантаження. П'ятничком О.І. та Крушневичем Т.К. було подано ряд рекомендацій щодо усунення даного недоліку [20]. Однак при розробці серійного промислового апарату діаметром 2,4 м (проект ГП 821.00.00.000) ЦКБН не були враховані зазначені рекомендації. Тому вже під час експлуатації апаратів в УМГ „Прикарпаттрансгаз” проблему нерівномірного розподілу газу вздовж масообмінної зони було розв'язано за допомогою встановлення в апараті спеціальних направляючих пристроїв за патентом України № 31337 А [22].

Слід зазначити, що горизонтальний касетний абсорбер залишається на сьогодні зразком найбільш вдалого розв'язання проблеми на теренах колишнього СРСР. В даний час ці абсорбери осушення газу за продуктивністю є неперевершеними у світовій практиці.

При технологічному оформленні стадій промислової абсорбції і десорбції потоки тепла і речовини вводяться і виводяться на кінцях апаратів, що визначає хід робочої лінії у цілому апараті. Так, на стадії абсорбції робоча лінія процесу, звичайно, близька до прямолінійної, оскільки масові витрати рідини  $L$  і газу  $G$  приблизно постійні. Це призводить до того, що робоча лінія розміщується далеко від рівноважної криволінійної лінії. В результаті рушійна сила процесу дуже велика, число теоретичних тарілок при абсорбції мале, термодинамічна необоротність процесу сягає значних величин, що свідчить про дисипацію енергії в нераціональних кількостях.

Щоб забезпечити максимальну оборотність процесу, необхідно зблизити робочу і рівноважну лінії. Це дозволяє зробити висновок, що для наближення до оборотності потрібно вводити і виводити потоки речовини по всій висоті апарату



– розділяти потоки насиченого та регенованого абсорбенту, і вводити та виводити їх у відповідних точках [23]. Цей же висновок залишається справедливим і відповідно до потоків енергії. Такі схеми носять назву схем з розділеними потоками.

До таких принципово нових технологій, які гарантують зменшення експлуатаційних затрат, відноситься запропоноване проф. Берго Б.Г. теплообмінно-колонне фракціонування (ТКФ), яке базується на проведенні ректифікаційного або абсорбційного масообміну в умовах диференційного підведення чи відведення тепла в апаратурі нового типу. В цьому випадку апарат виконує функції як теплообмінника, так і масообмінної колони. Абсорбція і десорбція в такому апараті найбільш близько наближається до теоретичного ідеалу - оборотного процесу, а тому застосування неадіабатного масообміну дозволяє скоротити витрату енергії – ту статтю затрат виробництва, яка, як правило, є найбільш великою в газорозділенні.

Ряд досліджень технології теплообмінно-колонного фракціонування, в тому числі з реальними сумішами, показали, що при використанні ефективної насадки вдається досягнути чіткості розділення фаз, яка не поступається розділенню при ректифікації.

Найбільш повно вимогам інтенсифікації масообміну відповідають конструкції типу вертикальний прямотрубний теплообмінник з насадкою, розміщеною або в трубах, або в міжтрубному просторі, або в обох порожнинах апарату (залежно від його функціонального призначення). Вагомим аргументом на користь зробленого вибору є те, що виготовлення апаратури нового типу може бути організовано на заводах, які випускають звичайні кожухотрубчасті теплообмінники.

В колоні-теплообміннику можливо організувати процес з обробкою агресивного середовища в трубах. Оскільки об'єм рідини, яка знаходиться в трубах апарату, малий, з'являється можливість проведення процесів з сірководневими середовищами з малою небезпекою забруднення атмосфери у випадку аварій.

Загалом технологія теплообмінно-колонного фракціонування може бути застосована для абсорбційного осушення природного газу при

проводами та при підготовці його до транспорту, очищення малосірчаного природного газу і вилучення з нього пропану та вищих вуглеводнів, стабілізації конденсатів, абсорбційного очищення високосірчаністих природного та нафтового газів та ін. [24,25,26,27].

Для прикладу наведемо запропоновані Берго Б.Г. із співавторами наступні схеми установок, в яких використовуються переваги технології ТКФ:

1. Фракціонування сумішей близькокиплячих компонентів. Зображена на рис.1.3 схема [24] функціонально еквівалентна схемі повної ректифікаційної колони з тепловим насосом, яка застосовується при ректифікації сумішей етилен-етан і пропілен-пропан. Однак, на відміну від останньої, яка є найбільш економічною з відомих схем, в схемі з ТКФ перепад тиску в тепловому насосі виявляється меншим завдяки раціональному використанню температурних напорів по всій висоті фракціуючого конденсатора-випарника. Ефект енергозбереження, обумовлений зниженням перепаду тиску в компресорі, складає 20÷50% в залежності від складу вихідної суміші.

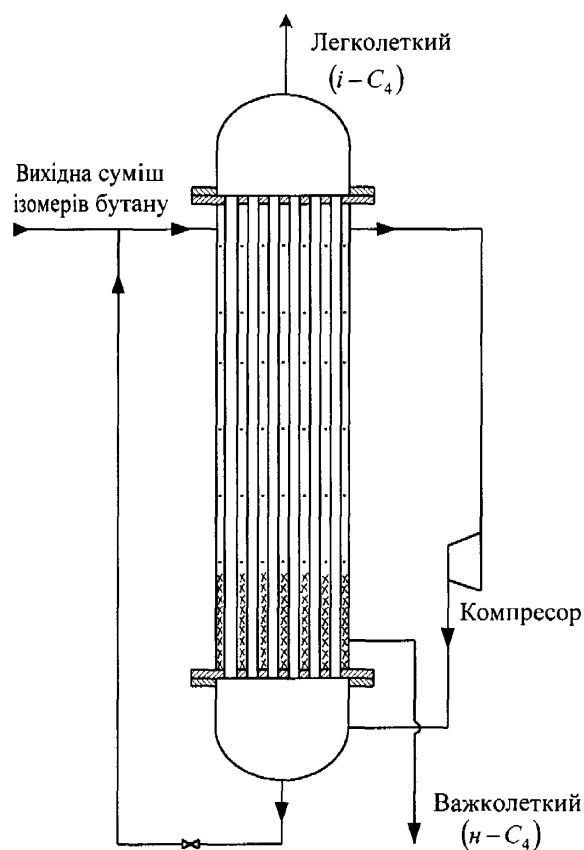


Рис.1.3. Схема процесу і апарату фракціонування суміші близькокиплячих компонентів

суміші.

Застосування ТКФ при розділенні ізомерів бутану, пентану стосовно схем з підведенням тепла у вогневій печі супроводжується 5-ти кратним зменшенням витрати паливного газу.

лони з тепловим насосом, яка застосовується при ректифікації сумішей етилен-етан і пропілен-пропан. Однак, на відміну від останньої, яка є найбільш економічною з відомих схем, в схемі з ТКФ перепад тиску в тепловому насосі виявляється меншим завдяки раціональному використанню температурних напорів по всій висоті фракціуючого конденсатора-випарника. Ефект енергозбереження, обумовлений зниженням перепаду тиску в компресорі, складає 20÷50% в залежності від складу вихідної

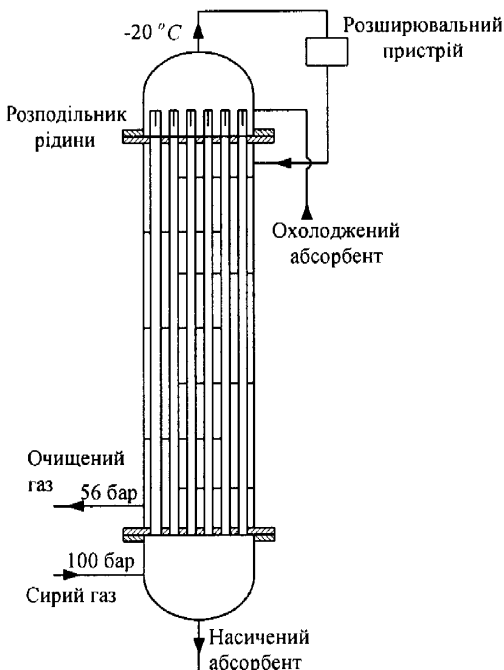


Рис.1.4. Схема абсорбера - холодорекуператора установок селективного очищення висакосірчаного газу

танізованого конденсату етану і зрідженого газу [26]. Пропонується гібридна конструкція апарату (рис.1.5): тарільчаста – в нижній відпарній секції і трубчаста – в верхній. Переваги даної схеми порівняно з класичною: виключається холодильна установка, скорочуються затрати тепла на 25÷30 %, виключаються колондестанізатор і супроводжуваче обладнання.

Лейтес І.Л., Сосна М.Х. та ін. опублікували дані про процес моноетаноламінового (МЕА) очищення газу від  $\text{CO}_2$  [28]. При реалізації цього процесу застосоване розділення потоків з подачею їх при певній температурі в певну точку абсорбера та підвищення теплоти по всій висоті десорбера за допомогою спеціальних тепло-

2. Абсорбер-холодорекуператор установок селективного очищення висакосірчаного газу [25]. Апарат класу абсорбер-теплообмінник (рис.1.4) (АТ) виконує функції рекуператорів холоду насиченого абсорбенту і очищеного газу.

Застосування АТ сприяє скороченню ексергетичних втрат при абсорбції на 20÷÷ 30 %, а у випадку корозійного середовища забезпечує підвищену надійність, оскільки корпус контактує з чистим газом.

### 3. Процес і апарат виділення з деметанізованого конденсату етану і зрідженого газу

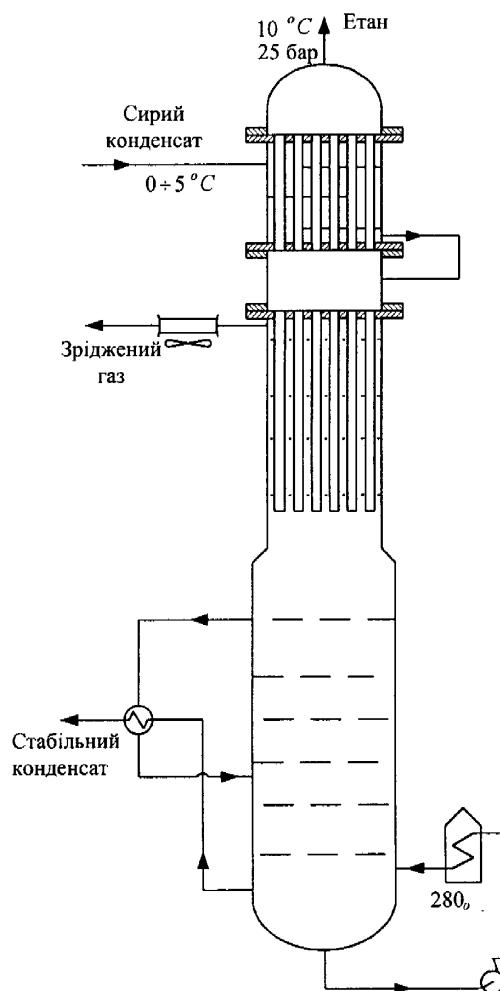


Рис.1.5. Схема процесу і апарату виділення з деметанізованого конденсату етану і зрідженого газу

обмінників. Застосування подібної схеми порівняно з традиційною, яка, наприклад, використовується при абсорбційному осушенні природного газу, дозволили знизити затрати тепла при МЕА-очищенні газу під тиском від 9 до 4 – 5 МДж/м<sup>3</sup> CO<sub>2</sub>, що зумовило економію 44 – 55 % затраченої теплової енергії.

Виходячи із вище зазначеного, можна зробити висновок, що шлях до ефективного використання технології ТКФ пов'язаний з розробкою трубчастих вертикальних конструкцій з високоефективною насадкою в трубах або в міжтрубному просторі, або, залежно від функціонального призначення, в обох частинах апарату, що дозволить реалізувати одночасне проведення масообміну з теплообміном через стінку труби. Якщо розглядати міжтрубний простір, то інтенсифікація процесу масообміну можлива за рахунок наявності пучка труб та додаткових перегородок-тарілок. Щодо простору в середині труб, то, як свідчить наукова література, проблема інтенсифікації масообміну належним чином не розв'язана. Слід зазначити, що насадки для даних апаратів можливо створити та дослідити тільки експериментальним шляхом за відсутності адекватних фізико-математичних і термодинамічних моделей.

Одним із варіантів насадки для внутрішньої порожнини труб є бігвинтова трубчаста насадка плівкового типу, що складається зі спіралі, яка щільно прилягає до внутрішньої поверхні труби, та стрічкового гвинтового завихрювача, охопленого витками спіралі. Козаком Ф.В., Шуткою Л.М. проведено дослідження масообмінних характеристик даної насадки [29,30]. Для ґрунтовнішого аналізу результатів дослідження здійснено порівняння з результатами масообміну в затопленому шарі насадок типу „Інталокс” і кільця Палля на тій же системі газ-рідина. Аналіз показав, що бігвинтова насадка має вищу пропускну здатність по газу і рідині, перевищує затоплену насадку за об'ємним коефіцієнтом масовіддачі при меншому в 4-20 разів гідравлічному опорі, але вдвоє поступається висотою одиниці переносу. Механічне винесення абсорбенту з обробленим газом практично неістотне на відміну від барботажних контактних пристроїв.

Зрозуміло, що при більш ефективній інтенсифікації процесу шляхом покращення конструктивних характеристик насадки можна досягти і менших зна-

чень висоти одиниці переносу. Так, на даний час у складі установки підготовки газу Богородчанського ЛВУМГ експлуатується горизонтальний абсорбер [31], в якому використовується регулярна насадка фірми „Sulzer” плівкового типу: висота насадки складає 1 м і ця висота цілком забезпечує процес осушення газу при тисках 5,0÷5,6 МПа.

З іншого боку, застосування теплообмінно-колонної апаратури дозволяє скористатися перевагами низькотемпературного осушення газу в районах з помірним кліматом, використовуючи штучний холод. В апаратурі даного типу можна реалізувати осушення газу, використовуючи попередньо охолоджений до низької температури гліколь зменшеної концентрації. Процес осушення відбуватиметься в середині труб, а в позатрубному просторі циркулюватиме холодоагент, підтримуючи низьку температуру плівки гліколю.

Підсумовуючи наведені вище дані, можна зробити наступні висновки: технології абсорбційного осушення, які нині використовуються в газовій промисловості України та країн СНД, за останні три десятиліття удосконалювалися, в основному, апаратно на стадії абсорбції, що не призвело до істотного енергозаощадження; теплообмінно-трубчаста технологія є перспективною, оскільки вона дозволяє реалізувати паралельне проведення тепло- і масообміну, суттєво зменшити енергетичні витрати на реалізацію абсорбційного осушення газу, а виготовлення масообмінних апаратів даного типу не створить проблем, так як в машинобудуванні технологія виготовлення кожухотрубчастих теплообмінників відпрацьована досконало; синтез та розрахунок енергоощадних технологічних схем абсорбційного осушення природного газу на основі ТКФ може бути успішним за умови створення ефективної та інтенсивної трубчастої насадки.

Якщо дані з масообміну в трубчастих насадках в певній мірі накопичені [24,25,26,27,29,32], то питання теплообміну між фазами в таких насадках вивчене вкрай недостатньо.

Нижче наведено огляд робіт, присвячених вивченню інтенсифікації конвективного теплообміну при використанні закручених потоків газу і рідини та гідро-

динаміки в двофазних закручених потоках, оскільки, наприклад, в бігвинтовій насадці формуються саме такі течії.

## 1.2. Дослідження інтенсифікації теплообміну в закручених потоках газу та рідини

Перші кроки з дослідження впливу на процес теплообміну закручування потоків були зроблені закордонними дослідниками [33]. Автори при використанні турбулізаторів у вигляді дротяних і стрічкових спіралей, які вводяться в потік повітря, отримали збільшення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  до 1,5 раз при зростанні гідравлічного опору в 2÷4 рази. При цьому встановлено, що дротяні спіралі порівняно зі стрічковими зумовлюють більші втрати тиску.

Відзначимо певне протиріччя в даних, отриманих при використанні гвинтових турбулізаторів для однофазних потоків. Наприклад, поряд із твердженням Колбурна та Кінга [34] про те, що для води використання стрічкових спіралей значно інтенсифікує теплообмін (в 2÷2,5 раз) при відносно невеликому збільшенні опору – 1,5÷2 рази, в роботі Ватанабе і Нагаока [35] відзначено, що при використанні дротяних спіралей збільшення коефіцієнта тепловіддачі в 1,5÷1,7 рази супроводжувалося збільшенням гідравлічного опору в 2÷10 разів. В більшості досліджень в якості робочого середовища використовувалося повітря [36,37].

В колишньому СРСР перші результати дослідження інтенсифікації процесу конвективного теплообміну за допомогою закручених потоків опубліковані Єрмоліним В.К. [38,39]. Досліджувався вплив закрученого потоку повітря, створеного за допомогою лопаткових закручувачів і тангенційного підведення [38] та за рахунок турбулізуючих вставок [39], на процес теплообміну. Конструкція установки дозволяла одержувати як слабо, так і сильно закручені потоки зі змінним по довжині труби кроком. Експерименти проведені на горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 31,66 мм і довжиною дослідної ділянки 1236 мм і захоплювали діапазон зміни критерія Рейнольдса по газу від  $1,5 \cdot 10^3$  до  $20,4 \cdot 10^3$ . При використанні тангенційного підведення повітря з кутом підведення  $90^\circ$  отримано збіль-

шення коефіцієнту тепловіддачі порівняно з незакрученим потоком в 3,8 рази при зростанні опору (з врахуванням вхідних втрат) в 6 разів. Автором вперше зроблена спроба оцінити ефективність застосування закручених потоків з точки зору енергетичного використання системи і зазначено, що тангенційне підведення повітря, яке створює сильно закручені потоки, дає перевагу в тепловіддачі на  $60 \div 73$  % порівняно з дослідними даними порожньої труби при однакових затратах потужності і однакових температурних умовах. Застосування в якості турбулізатора гвинтових вставок з відношенням кроку до діаметра 0,95 дозволило інтенсифікувати теплообмін на 47% порівняно з теплообміном в порожній трубі при однаковій затраті потужності на переборення опору. Цей ефект був одержаний при швидкості потоку в 5 разів меншій, ніж для порівнюваного випадку порожньої труби.

Аналогічні результати одержані при дослідженні локальної тепловіддачі при турбулентній течії повітря, що підігрівається електричним підігрівачем, в трубі з пелюстковими завихрювачами по довжині каналу [40]. Показано, що тепловіддача закрученого потоку змінна по довжині каналу і перевищує тепловіддачу в трубі без завихрювачів на  $30 \div 40$ % для кута закручування завихрювача  $20^\circ$  і на  $80 \div 90$ % для кута закручування  $75^\circ$ .

Використовували для інтенсифікації процесу теплообміну та закручування рідини (води) за допомогою гвинтової вставки з кроком рівним 26 мм, яка поміщена в трубу діаметром 44 мм і довжиною 490 мм [41]. Експерименти охоплювали діапазон зміни числа Рейнольдса рідини від  $2 \cdot 10^3$  до  $20 \cdot 10^3$ . Встановлено, що при значенні числа Рейнольдса  $2 \cdot 10^3$  коефіцієнт теплопередачі збільшувався в 2 рази, потім в міру збільшення числа Рейнольдса рідини вплив крутки потоку послаблюється і при числі Рейнольдса рівному  $11 \cdot 10^3$  збільшення коефіцієнту теплопередачі не спостерігали. Відзначено, що встановлення в труби теплообмінника гвинта спричиняє збільшення тепловіддачі за рахунок збільшення швидкості руху рідини, зумовлене зменшенням прохідного перерізу при наявності в трубі гвинта. В перехідній області чисел Рейнольдса збільшення тепловіддачі пояснюється наявністю вторинної циркуляції при гвинтовому русі.

Автори роботи [42] також вивчали вплив додаткової турбулізації, що виникає при гвинтовому русі рідини в трубі. Досліди проводились не тільки на воді, але і на рідкому металі. Гвинтовий рух створювався вузькою пластинкою перерізом  $12 \times 1$  мм, скрученою по поздовжній осі до одержання гвинта з рівномірним кроком. Турбулізатор розміщували в трубі діаметром 12 мм і довжиною 1020 мм. Експерименти проводилися при турбулентному режимі течії в інтервалі чисел Рейнольдса рідини від  $1 \cdot 10^4$  до  $5 \cdot 10^4$ .

Вплив турбулізації на тепловіддачу до води враховували введенням коефіцієнта турбулізації  $K_T$  в формулу М.А.Міхеєва:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_{cn}}{Pr_{жс}} \right)^{0,25} \cdot K_T$$

Коефіцієнт  $K_T$  визначали за формулою:

$$K_T = 1 + A \left( \frac{d_{вн}}{S} \right)^n \frac{1}{Re^m}, \quad (1.1)$$

де  $d_{вн}$  – внутрішній діаметр труби;  $S$  – крок стрічкового завихрювача.

Постійні  $A$ ,  $m$ ,  $n$  в рівнянні (1.1) знайдені експериментальним шляхом. Для рідких металів не виявлено збільшення коефіцієнту тепловіддачі. Зроблений висновок про вплив гвинтових турбулізаторів на тепловіддачу в залежності від теплопровідності рідини. Відзначено інтенсифікацію тепловіддачі при закручуванні теплоносія і в роботі [43]. Аналіз перерахованих вище робіт показує, що всі вони були проведені для середовищ з невеликими числами Прандтля.

Зроблена спроба розширити діапазон зміни чисел Прандтля [44]. Досліди були проведені при проходженні в середині труби води і трансформаторної оливи, які закручувалися за допомогою стрічкової спіралі з кроком закрутки, що дорівнював 40 мм і відношенням кроку до діаметра труби 2,5. Встановлено, що для води з використанням турбулізатора коефіцієнт тепловіддачі збільшується в 1,5 рази.



Однак, таке збільшення тепловіддачі супроводжувалося значним збільшенням (в 4÷5 раз) гідравлічного опору. Результати досліджень не підтвердили даних, наведених в роботі Крейса і Марголіса [33], де для аналогічних умов при охолодженні води використання стрічкового турбулізатора з відношенням кроку до діаметра, що дорівнював 2,58 призводило до збільшення коефіцієнта тепловіддачі більше, ніж в 2 рази з помірним зростанням гідравлічного опору – в 2÷2,5 рази. Для трансформаторної оливи в інтервалі швидкостей протікання 0,4÷1,5 м/сек виявлено збільшення коефіцієнта тепловіддачі більше ніж в 3 рази при помірному збільшенні гідравлічного опору – в 3÷6 раз.

Для інтенсифікації теплообміну в трубчастих ТО [45] використовували поверхні нагрівання, утворені трубами з різного роду гвинтовою накаткою. В досліджах зі стальними безшовними трубами діаметром 18×1 мм з гвинтовою накаткою досягнуто підвищення тепловіддачі до 50%. Інші дослідники [46] для підвищення коефіцієнта тепловіддачі при омиванні зовнішньої поверхні запропонували розміщувати на цій поверхні плоску дротяну спіраль. Для труб зі спіралями отримано значення коефіцієнта тепловіддачі на 30÷60 % більші, ніж для гладких труб.

Слід відзначити, що опубліковані роботи з дослідження ефективності використання закручених потоків носять суто описовий характер. Всі дослідники показують важливість використання закручених потоків, по-різному пояснюючи причину ефективності закручених потоків в процесах тепло- та масообміну. Так, наприклад, інтенсифікація процесу теплообміну в гвинтових змієвиках [47,48,49, 50] пояснювалась виникненням вторинної циркуляції, що створюється в змієвику відцентровими силами, які призводять до додаткового поперечного потоку маси до стінок змієвика. Крім того, із збільшенням швидкості течії рідини в змієвику буде значно зростати швидкість вторинної циркуляції, що сприяє безперервному поновленню рідини біля поверхні труби. В роботі [51] інтенсифікація тепловіддачі при закручуванні потоку пояснюється такими обставинами:

- 1) при незмінній масовій витраті швидкість потоку зростає, так як збільшується шлях, який він проходить;

- 2) потік рухається вздовж ввігнутої поверхні: при ідентичному числі Рейнольдса коефіцієнт тепловіддачі в таких умовах суттєво вищий, ніж при русі вздовж плоскої або випуклої поверхні;
- 3) виникаючі відцентрові сили сприяють конвекції, якщо тепловий потік направлений від стінки в середину.

Цікавим є те, що аналогічними причинами обґрунтовується інтенсифікація процесу масообміну в закручених потоках. Так, в роботі [52] стверджується, що причиною інтенсифікації процесу є як виникаючі у вихровому потоці прискорення від закрутки, так і турбулізація під дією відцентрових сил, яка супроводжується, як у випадку течії рідини між двома концентричними циліндрами (один з яких обертається) [53], виникненням вихорів, які послідовно чергуються. Інші автори [54] стверджують, що взаємодія потоку газу з плівкою рідини при високих швидкостях веде до інтенсифікації процесу за рахунок зменшення довжини хвилі на поверхні плівки. В роботі [55] досліджені тепловіддача, втрата напору, а також вплив прогоряння трубок при течії через них води і пароводяної суміші. Досліди проводилися з мідним і алюмінієвими трубками внутрішнім діаметром  $3,5\div 6,3$  мм, спорядженими спіральними вставками. Встановлено, що питоме теплове навантаження, при якому станеться прогорання трубок зі спіральною вставкою, приблизно вдвічі більше, ніж для такої ж трубки без вставки.

Досліджено також вплив степені закрутки потоку на критичні теплові навантаження і тепловіддачу при кипінні недогрітої води на витій нікелевій стрічці (переріз  $0,407\times 6,75$  мм), яка вставлялася в короткі трубки довжиною 330 мм і яка нагрівалася пропуском через неї електричного струму [56]. Міра закрутки потоку змінювали від 2,7 до  $\infty$ . При мірі закрутки 7 і 10 теплове навантаження перевищувало критичне на  $5\div 22$  %, в інших випадках крутки теплове навантаження збільшувалося на  $93\div 122$  %. Для довгих трубок (приблизно  $2\div 5$  м) ефективність турбулізуючих вставок дещо менша [57]. Вставка із суцільної закрученої стрічки для каналу  $4,87$  м та діаметром  $10,15$  мм підвищує ефективність тільки на  $30\div 50$  % при невеликому збільшенні енергетичних затрат.

Вивчено вплив завихрення двофазного потоку вода – пара на кризу кипіння в киплячих реакторах [58]. Встановлено, що критичне теплове навантаження для завихреного потоку збільшувалося на 25 %. Для пароводяної суміші при тиску в 1 бар для тих же умов критичне теплове навантаження збільшувалося на 40 %. Деякі дослідники при використанні турбулізаторів типу “шнек” не отримали настільки помітного збільшення критичного теплового навантаження [59].

Аналізуючи проведення дослідження з інтенсифікації теплообміну за допомогою закручених потоків, слід зробити висновок про те, що доцільність використання таких потоків для окремих невеликих нагрівальних елементів доведена. Майже всі автори проводили експерименти з трубчастими елементами невеликих розмірів. Як правило, для закручування потоку використовували гвинтові вставки на окремих ділянках труб або по всій їх довжині.

В той же час показано [38], що найбільш ефективними є сильно закручені потоки, які отримуються за рахунок її тангенційного підведення. Тому цілком доцільним було дослідження ефективності процесу теплообміну двофазного потоку великої крутки [52,60].

Досліджували тепло - і масопередачу від внутрішньої поверхні вертикально встановленої фарфорової трубки, яка нагрівається ззовні, з внутрішнім діаметром 40 мм і висотою 1200 мм в закручений потік повітря, який містив мілкі краплі води [60]. Критерій Рейнольдса для повітря змінювали від  $2 \cdot 10^4$  до  $8 \cdot 10^4$ , витрата води складала  $6 \div 20$  кг/год. Середні коефіцієнти тепловіддачі для закрученого двофазного потоку отримані значно вищі, ніж для незакрученого двофазного або закрученого однофазного потоку повітря. В області досліджуваних значень числа Рейнольдса при тепловому потоці  $75000$  ккал/( $m^2 \cdot год$ ) отримано середні значення коефіцієнта тепловіддачі в  $40 \div 70$  разів більші, ніж для незакрученого двофазного потоку і в  $8 \div 20$  разів більші, ніж для закрученого однофазного потоку. При цьому повний опір системи з врахуванням вхідних втрат для закручених двофазного і однофазного потоків зростає в середньому в 7 разів. Підкреслюється, що при однакових температурних умовах і затраті потужності на переміщення середовища застосування закрученого однофазного потоку підвищує інтенсивність тепловід-

дачі в 2÷2,5 рази, а при використанні закрученого двофазного потоку забезпечується додаткове збільшення коефіцієнту тепловіддачі в 3÷20 раз.

В роботі [52] закручений потік повітря з краплями води створювали всередині вихрової труби діаметром 200 мм і довжиною 2000 мм за рахунок тангенційної подачі повітря. Результати експериментів оброблялися у вигляді функціональної залежності критерія Нуссельта від критерія Рейнольдса для газу. Експериментальні точки добре вкладалися на лінію, яка еквідістантна кривій за рівнянням

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} . \quad (1.2)$$

Рівняння (1.2) використовується для незакрученого потоку [60]. В інтервалі зміни числа Рейнольдса газу  $10^4 \div 5 \cdot 10^5$  отримано значну інтенсифікацію (в 4÷10 раз) теплообміну. Характерно, що інтенсифікацію в вихровій трубці пояснюють виникненням прискорення від закрутки потоку і турбулізацією останнього за рахунок дії відцентрових сил.

І все ж, як зазначалося вище, не сучасному етапі немає єдиної думки про причини ефективного впливу закручених потоків на тепло - та масообмін.

Одні дослідники [61] основну причину вбачають в тому, що відбувається обтікання тепло - і масовіддаючої поверхні плоскою тонкою цівкою газу зі значною швидкістю, інші – в тім, що використання закрученого потоку значно збільшує тривалість контакту фаз [62].

Існує думка, що значному збільшенню коефіцієнта тепло - та масовіддачі сприяє явище хвилеутворення та вихроутворення на поверхні контакту фаз [63]. Цілком очевидно, що для технічних розрахунків тепло - та масообмінних апаратів із застосуванням закручених потоків необхідне узагальнення та наукове обґрунтування причин, які впливають на процеси тепло - та масообміну і проведення подальших поглиблених досліджень.

### 1.3. Гідродинаміка двофазного закрученого потоку

У зв'язку з розмаїттям форм існування двофазних потоків чітке математичне обґрунтування їх досить ускладнене. Тому існуюча класифікація двофазних

систем ґрунтується тільки на зовнішніх ознаках і призводить до відсутності єдиного підходу щодо їх описання.

В залежності від співвідношення вагових швидкостей газу і рідини для прямотечійного руху розрізняють декілька режимів [64,65]:

а) бульбашковий режим – газ рухається в рідині у вигляді окремих дрібних бульбашок зі швидкістю, що незначно перевищує швидкість рідини;

б) пробковий режим – газ і рідина рухаються почергово у вигляді скупчення фази, перекриваючи майже весь переріз каналу;

в) кільцевий режим – газ рухається, займаючи центральну частину каналу, по стінках якого рухається плівка рідини. Шар рідини може містити бульбашки газу;

г) режим емульгування, який настає при інверсії фаз.

В цьому випадку газ стає суцільною фазою, а рідина диспергується в ньому, створюючи газорідинну емульсію.

В залежності від об'ємного витратного газовмісту був запропонований числовий метод визначення умов переходу від одного режиму до іншого [66].

В закрученому двофазному потоці під дією відцентрових сил утворюється кільцевий режим руху рідини. Тому знаходження меж режимів за формулами, отриманими для незакрученого потоку, недоречне.

Існує й інша класифікація двофазних газорідинних систем, в основу якої покладений енергетичний баланс [67]. За цією ознакою розглядаються три групи:

- 1) з переважаючою кінетичною енергією газу і невеликою потенційною енергією рідини – рух двофазного потоку проходить в напрямку руху газу;
- 2) з більшою потенційною енергією рідини – спостерігається рух газу через шар рідини;
- 3) з запасом кінетичної енергії рідини і газу, що створює рух фаз при протитечії.

Для інженерних розрахунків необхідно дослідити гідродинаміку з точки зору визначення гідравлічного опору елементів або апарату в цілому залежно від

факторів (витрата рідини і газу, конструктивні особливості), що впливають на гідравлічний опір. Однак, з точки зору якісного вивчення гідродинаміки і теоретичного обґрунтування процесів теплообміну потрібно знати розподіл полів швидкостей і тисків по перерізу потоку.

У приведених нижче роботах розглядається вирішення задач якісного дослідження гідродинаміки двофазних потоків.

У роботі [68] проведено узагальнення дослідних даних з гідравлічного опору однофазного потоку в трубах із стрічковими завихрювачами. Визначаючи єдиним механізм руху рідини в трубах з завихрювачем та в змієвиках, автор отримав критеріальне рівняння для визначення коефіцієнту гідравлічного опору в закрученому потоці при ламінарному з макровихорами і турбулентному режимах течії. Зазначено, що гідравлічний опір закрученого потоку в трубі залежить не тільки від умов поступального руху рідини, але і від кроку завихрювача, який визначає інтенсивність обертання рідини в полі масових інерційних сил.

Канал, що утворений стрічковим завихрювачем та стінкою труби, є аналогом змієвика з поперечним перерізом у формі півкола, причому крок стрічкового закручувача визначає радіус вигину цього каналу. Пропонується, що в закрученому потоці, як і в змієвику, виникає парний вихор [69]. Поперечна циркуляція рідини, обумовлена парним вихором, є додатковим джерелом гідравлічного опору.

Грунтуючись на результатах ряду досліджень [37,70] отримана графічна залежність  $\xi = f(De)$ , де

$De$  - критерій Діна, записаний у вигляді

$$De = \frac{ud_3}{\nu} \sqrt{\frac{d}{D}}, \quad \text{або} \quad De = Re \sqrt{\frac{d}{D}};$$

$\xi$  - коефіцієнт гідравлічного опору труби з завихрювачем, що враховує втрати на тертя і утворення вторинних вихорів;

$d_3$  - еквівалентний діаметр поперечного перерізу каналу, утвореного стінкою труби і стрічковим завихрювачем;

$D$  - діаметр вигину осі каналу;

$d$  - діаметр труби;

$u$  - середньовитратна швидкість руху рідини;

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Для ламінарного режиму течії результати експериментів узагальнені формулою

$$\xi_{ол} = 0,099De^{0,526} + 0,4 \quad , \quad (1.3)$$

де  $\xi_{ол}$  – коефіцієнт гідравлічного опору прямого каналу при ламінарному режимі течії;

або

$$\xi_{ол} = \frac{6,34}{Re^{0,74}} \left( \frac{d}{D} \right)^{0,263} + \frac{25,6}{Re} \quad , \quad (1.4)$$

$$\xi_n = \frac{\xi}{\xi_{ол}} \quad .$$

Рівняння (1.3, 1.4) справедливі при  $De = 50 \div 8 \cdot 10^3$  та  $S/D = 2,5 \div 11,0$

Запропоновано рівняння для критичного значення критерія Рейнольдса, при якому виникає турбулентність в закрученому потоці:

$$Re_{кр.} = 38900 \left( \frac{d}{S} \right)^{1,16} + 2300 \quad .$$

Для узагальнення результатів робіт з турбулентного руху однофазного закрученого потоку використовується методика, розроблена для вигнутих труб [71]. Обробка дослідних даних при турбулентному режимі для  $S/d = 13,0 \div 2,65$  [42,51] дозволила отримати формулу

$$\xi = \frac{0,705}{Re^{0,28}} \left( \frac{d}{D} \right)^{0,09} + 0,009 \left( \frac{d}{D} \right)^{0,65} \quad .$$

Формула справедлива для режимів течії від  $Re_{кр}$  до  $Re = 5,9 \cdot 10^4$ .

При  $S/d = 2,5 \div 1,79$  отримано залежність

$$\xi_{oi} = \frac{4,72}{Re^{0,35}} \left( \frac{d}{D} \right)^{0,75} .$$

Отримані результати мають велике значення з точки зору якісного порівняння характеру залежності  $\xi$  від  $Re$  для однофазного закручених потоків. Однак на двофазні потоки ці залежності не можуть бути поширені.

Для прикладу розглянемо розв'язок задачі Кафаровим В.В. [65].

Перепад тиску на одиницю висоти апарату в двофазному потоці  $\left( \frac{\Delta p}{l} \right)$  ви- значається не тільки опором, що виникає при русі газової фази, але також і тим напором, який потрібно додатково надати газовому потоку для компенсації тертя рідинного потоку [72]. Таким чином, можна записати:

$$\left( \frac{\Delta p}{l} \right)_{z-p} = \lambda_z \frac{w_z^2 \cdot \rho_z}{2 \cdot d_{ez}} + \lambda_p \frac{w_p^2 \cdot \rho_p}{2 \cdot d_{ep}} ,$$

де  $w_z$  – лінійна швидкість руху газу,  $m/c$ ;

$\lambda_z$  – коефіцієнт опору газу;

$d_{ez}$  – еквівалентний діаметр газового потоку,  $m$ ;

$w_p$  – лінійна швидкість руху рідини,  $m/c$ ;

$\lambda_p$  – коефіцієнт опору рідини;

$d_{ep}$  – еквівалентний діаметр рідинного потоку,  $m$ .

Якщо позначити через  $\varepsilon$  частку перерізу, що займає рідинна фаза, то частку перерізу газової фази буде  $(1 - \varepsilon)$ . Якщо подати швидкості фаз через масові витрати

$$\text{ти } w_p = \frac{G}{\varepsilon \cdot \rho_p \cdot 3600} , \quad w_z = \frac{L}{(1 - \varepsilon) \cdot \rho_z \cdot 3600} , \text{ а еквівалентні діаметри – через час-}$$



тки перерізів, які вони займають,  $d_{ez} = \frac{4 \cdot (1 - \varepsilon)}{S}$ ,  $d_{ep} = \frac{4 \cdot \varepsilon}{S}$ , то коефіцієнти

$$\text{опору набувають вигляду: } \lambda_p = \frac{C}{\left(\frac{4 \cdot L}{3600sg\mu_p}\right)^m}, \quad \lambda_z = \frac{C}{\left(\frac{4 \cdot G}{3600sg\mu_z}\right)^m},$$

де  $S$  – питома поверхня взаємодії потоків,  $m^2/m^3$ ;

$C, m$  – дослідні коефіцієнти.

Віднісши перепад тиску в двофазному потоці до перепаду тиску газового потоку при проходженні ним перерізу  $(1 - \varepsilon)$ , отримаємо рівняння:

$$\frac{\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{z-p}}{\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_z} = 1 + \left(\frac{L}{G}\right)^{2-m} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right) \left(\frac{\mu_p}{\mu_z}\right)^m \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}\right)^3. \quad (1.5)$$

Значення коефіцієнта  $m$  дорівнює 0,25 для турбулентного режиму в гладких трубах і 0,2 для труб з заповненням.

У рівнянні (1.5) відношення  $\left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}\right)$  характеризує відносну величину вільної площі поперечного перерізу апарату, яка зайнята газом, порівняно з площею поперечного перерізу, яку займає рідина.

Однак частки вільного перерізу, зайняті потоками  $(1 - \varepsilon)$  і  $\varepsilon$  – невідомі. Тоді задачу про перепад тиску розв'язують шляхом віднесення перепаду тиску в дво-

фазному потоці  $\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{z-p}$  до перепаду тиску при русі однофазного газового потоку

$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_z$  через повний переріз апарату при одній і тій же швидкості газу. В резуль-

таті рівняння для перепаду тиску кінцево набуває вигляду:

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{z-p} = \left(\frac{\Delta p}{l}\right)_z \left[ 1 + \beta \left(\frac{L}{G}\right)^a \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^b \left(\frac{\mu_p}{\mu_z}\right)^c \right],$$

де  $\beta, a, b, c$  – дослідні коефіцієнти.

Як бачимо, дана методика, по-перше, застосовує ряд спрощень, які вносять похибки в кінцевий результат, і, по-друге, передбачає обов'язкове проведення експериментів для визначення дослідних коефіцієнтів. Слід також зважити на відносну складність розрахунків.

В початкових роботах, зв'язаних з дослідженням двофазного закрученого потоку, питанням гідродинаміки приділялась недостатня увага. Вказувалося лише на відносне збільшення гідравлічного опору порівняно з незакрученим потоком. Потім була зроблена спроба [73] застосування для аналізу гідродинаміки закрученого двофазного потоку положень, розроблених в теорії відцентрових форсунок [74].

Дослідження гідродинаміки спадного закрученого двофазного потоку виконані Жаворонковым Н.М., Николаевым Н.А. та іншими [75,76]. Візуальні спостереження за потоками в апараті з органічного скла діаметром 80 мм і дослідні дані показали, що залежно від витрати рідини в контактних пристроях можливі два гідродинамічні режими. Перший режим характеризується плівковою течією рідини, при другому режимі рідина знаходиться в мілкодисперсному стані і досить рівномірно розподіляється у верхній частині контактних пристроїв. Межі між режимами не залежать від швидкості газу і відношення  $h/S$  і дорівнюють  $Re_p = 159$ ,

де  $h$  – довжина гвинта,

$S$  – крок гвинта.

Критерій Рейнольдса для рідини автори визначили за формулою:

$$Re_p = \frac{L}{3600 \cdot \nu_p},$$

де  $L$  – витрата рідини на одиницю периметру трубок.

Обробка дослідних даних при зміні швидкості повітря в контактних пристроях в межах 16,8 – 40,0 м/сек і витраті води в вільному перерізі апарату в межах 30 – 40 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·год) дозволила отримати наступні критеріальні рівняння:

$$Eu = 0,620 Re_p^{0,16} \left( \frac{h}{S} \right)^{1,25} \left( \frac{l}{d_e} \right)^{0,5}, \quad (1.6)$$

для дисперсного режиму

$$Eu = 0,217 Re_p^{0,36} \left( \frac{h}{S} \right)^{1,25} \left( \frac{l}{d} \right)^{0,5}, \quad (1.7)$$

де  $Eu$  – критерій Ейлера;  $l$  – довжина дослідної ділянки.

Аналіз рівнянь (1.6) і (1.7) показує, що  $Eu$  не залежить від  $Re_z$ , тобто в досліджуваній області зміни швидкостей газу має місце автомодельний турбулентний режим. Отримані рівняння добре узгоджуються з дослідними даними. Слід зазначити, що межі існування режимів в роботах визначені по-різному. Так, в роботі [76] граничною є величина  $Re_p = 1000$ , а в [75]  $Re_p = 159$ . Це пов'язано з різними методами розрахунку числа Рейнольдса.

Зупинимося на аналізі робіт, присвячених вивченню розподілу швидкостей по перерізу рухомого двофазного потоку.

Теоретичне рішення для випадку прямотечіного руху плівки рідини і потоку газу подано в роботах П.А.Семенова [77,78]. Автор розглянув випадок ламінарного однонаправленого сталого в часі плину плівки.

Рівняння Нав'є-Стокса для цього випадку записується у вигляді

$$\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0, \quad (1.8)$$

де  $u$  – швидкість течії,

$\mu$  – динамічна в'язкість.

Для ламінарної течії градієнт тиску не залежить від товщини плівки і повинен бути постійним. В цьому випадку інтегрування (1.8) дає наступну формулу:

$$u = \frac{\rho g - \psi}{2\mu} y^2 + c_1 y + c_2,$$

де  $\psi$  – градієнт тиску;  $c_1, c_2$  – константи.

Постійні інтегрування знаходяться з граничних умов:

$$\begin{aligned} y = y_0 & - \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \tau_0 ; \\ y = 0 & - u = 0 . \end{aligned}$$

Тоді швидкість течії дорівнюватиме

$$u = \frac{\rho g - \psi}{\mu} \left( y_0 y - \frac{y^2}{2} \right) - \frac{\tau_0 y}{\mu} .$$

Швидкість на межі розподілу фаз визначається з виразу:

$$u' = \frac{\rho g - \psi}{\mu} \cdot y_0 - \frac{\tau}{\mu} y_0 , \quad (1.9)$$

де  $y_0$  – товщина плівки рідини.

Витрата рідини в шарі визначається з рівняння:

$$q = \int_0^{y_0} u dy = \frac{\rho g - \psi}{3\mu} \cdot y_0^3 - \frac{\tau_0}{2\mu} y_0^2 . \quad (1.10)$$

У випадку нерухомого газу рівняння (1.10) переходить у рівняння Нуссельта для вільно стікаючого ламінарного шару:

$$y_0 = 1,44 \sqrt{\frac{\mu g}{\rho g}} . \quad (1.11)$$

При малих швидкостях газového потоку  $\psi = \frac{\Delta P}{l}$  мале порівняно з  $\rho g$  і ним можна знехтувати. В такому вигляді рівняння (1.9), (1.10) подані в роботі [79]. Виконане рішення для ламінарного руху не має сили уже при  $Re_{p.кр.} = \frac{4g\rho}{\mu} \geq 25$  [80], оскільки при  $Re > Re_{кр.}$  спостерігається яскраво виражений хвильовий рух на вільній поверхні рідини. Згідно з наближеним рішенням для хвильового режиму вільно стікаючого шару [81] товщина плівки в цьому випадку повинна зменшуватися приблизно на 7 % і тоді замість (1.11) отримаємо:

$$y_0 = 1,343 \sqrt{\frac{\mu g}{\rho g}} .$$

Експериментальна перевірка показала [78,82], що рівняння, отримані на основі теоретичних положень (1.9) і (1.10) можливі при товщині плівки  $y_0 \leq 150 \text{ мк}$ .

Отримані емпіричні залежності для товщини плівки рідини в двофазному потоці. В роботі [83] пропонується визначати товщину плівки за рівняннями в режимі висхідної прямої течії:

$$y_0 = [1 - 0,022(u_2 - 4)]y'_0 ;$$

в режимі висхідної прямої течії:

$$y_0 = 1,68 \nu_p \frac{Re_p^{0,5}}{u_2^{0,75}} ,$$

де  $u_2$  – швидкість газového потоку,

$y'_0$  – товщина плівки при однофазній течії, яка визначається за теоретичною формулою [84]

$$y'_0 = \sqrt{\frac{3\Gamma\mu_p}{\rho_p^2 \cdot g}} ,$$

де  $\Gamma$  – витрата рідини в розрахунку на одиницю периметру зрошення.

Були спроби застосувати теоретичні положення і рівняння для довжини хвилі, отримані для однофазних потоків, для описання хвильового режиму в двофазному потоці. Враховуючи, що хвилі мають синусоїдальну форму, вивели для випадку вільного стікання плівки рівняння для довжини хвилі [81]:

$$\lambda = \frac{2\pi}{u_{cp}} \sqrt{\frac{\sigma \cdot S_{cp}}{\rho_p (z-1)(z-p)}}, \quad (1.12)$$

де  $p$  – коефіцієнт, який враховує розподіл швидкостей в плівці. Автор приймає  $p = 1,2$  при умові параболічного розподілу швидкості по товщині плівки. Із врахуванням поправки за роботою [84] приймають  $p = 0,9$ :

$$z = \frac{c}{u_{cp}} = 2,4,$$

де  $c$  – фазова швидкість,

$S_{cp}$  – середня товщина плівки.

Пізніше в результаті експериментальної перевірки і теоретичного аналізу аналогічна формула була отримана Портальським [85].

Експериментальна перевірка розроблених П.Л.Капіцею характеристик хвильового режиму до течії двофазного потоку проводилася іншими дослідниками [54]. Отримано при товщині плівки від 0 до 280 мк для низхідної прямої течії значення  $z = 2,4$  і амплітуди хвилі  $\alpha = 0,46$ , як і для однофазної течії. При висхідній прямої течії  $z = 2$  і  $\alpha$  зменшується від 0,86 до 0,48 із збільшенням швидкості газу в інтервалі від 10 до 37 м/с. Відзначено, що з підвищенням швидкості газу зменшується товщина плівки  $S_{cp}$ , що призводить до зменшення довжини хвилі. Зміна в дослідях значення  $\lambda$  співпадає з вирахованими за формулою (1.12) при припущенні про прямолінійний розподіл швидкостей, що близько до дійсності у випадку достатньо великих швидкостей газу. Було прийнято для низхідної прямої течії  $p = 2/3$ , для висхідної –  $p = 0,7$ .

#### 1.4. Постановка задач дослідження

На основі аналізу технологій осушення природного газу, які знайшли застосування в газовій галузі та перспективних технологій, з позицій ресурсоенергоощадності і, на базі основних законів термодинаміки, необхідно сформулювати наукові принципи зменшення дисипативних втрат енергії, в тому числі і теплової, стосовно найбільш поширеної в галузі технології абсорбційного осушення природного газу гліколями. Як зазначалося, найбільш перспективною, з точки зору зменшення експлуатаційних витрат, є трубчасто-колонна технологія, яка дозволяє паралельне проведення процесів тепло- та масообміну по всій висоті контакту фаз.

Для трубчасто-колонної технології доцільно розробити нову трубчасту насадку для з метою інтенсифікації тепломасообміну при контактуванні газу і рідини та зменшення втрат абсорбенту від його механічного винесення обробленим газом.

Необхідно дослідити основні гідродинамічні характеристики протитечії газу і рідини в трубчастій насадці реальних (промислових) геометричних розмірів: режими течії, критичні навантаження, пропускна здатність, гідравлічний опір. Реальні розміри насадки дозволяють уникнути масштабного переходу від лабораторних досліджень до об'єктів осушення газу в галузі.

Дослідження і моделювання за теорією подібності міжфазного теплообміну при протитечії газу і рідини в трубчастій насадці при відсутності масообміну між зазначеними фазами та при співвідношеннях витрат фаз, характерних для технології абсорбційного осушення природного газу, пов'язане з рядом перешкод. Процеси конвективного теплообміну в двофазних потоках є складними за своєю фізичною суттю. Опираючись на сучасні тільки теоретичні методи не можливо підійти до їх точного інженерного розрахунку. Основним завданням такого методу розрахунку процесу конвективного теплообміну є визначення частинних коефіцієнтів тепловіддачі та загального коефіцієнта теплопередачі. Перші залежать від тепло-

фічних характеристик взаємодіючих фаз і від гідродинамічного стану поверхні контакту між фазами.

Отже, дослідження гідродинаміки і кінетики процесу конвективного теплообміну контактуючих фаз – необхідна умова створення інженерних методів розрахунку технологічних апаратів для проведення процесів абсорбції, десорбції чи ректифікації.

В дослідженнях, як це довели Рябих В.Г., Большаков А.Г., Шмагін Л.М., доцільно методично відокремити вивчення теплообміну від масообміну між рідкою і газовою фазами з метою уникнення взаємного впливу. Для цього необхідно правильно вибрати систему рідина-газ.

На основі дослідженої трубчастої насадки вдосконалити технологію абсорбційного осушення природного газу гліколями, яка забезпечила б ресурсоенергоощадність порівняно з діючими в галузі технологіями.



## РОЗДІЛ 2

### ОСНОВНІ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 2.1. Характеристика експериментального стенда

Лабораторний експериментальний стенд з дослідження процесів гідродинаміки та теплообміну (рис. 2.1, 2.2) в трубчастому тепломасообмінному елементі реальних, промислових розмірів [86] складається з наступних систем та вузлів:

- 1) тепломасообмінний елемент;
- 2) верхній та нижній розподільвачі;
- 3) краплевідбійник;
- 4) система подачі газу;
- 5) система подачі рідини;
- 6) пристрої регулюючі;
- 7) пристрої контрольно-замірні.

Трубчастий тепломасообмінний елемент (для скорочення – трубчаста насадка) 1 складається з несучої труби, всередині якої змонтовано завихрювачі контактуючих фаз 2. Висота експериментальної ділянки 1250 мм. Конструкція трубчастого елемента забезпечує можливість легкої заміни варіантів досліджуваної трубчастої насадки та застосування різних діаметрів труб.

Трубчастий тепломасообмінний елемент фіксується за допомогою верхнього 3 та нижнього 4 розподільників. Завдяки розподільникам організовано протитечійний рух у трубчастому елементі контактуючих газової та рідкої фаз. Причому рідина стікає плівкою по внутрішній стінці труби зверху вниз під дією сил гравітації, а газ рухається знизу вгору вздовж осі трубчастого елемента. Для інтенсифікації тепломасообміну між контактуючими фазами всередині трубчастого елемента застосовані турбулізуючі елементи як для рідини, так і для газу. Розподільники закріплені на вертикальній стійці 5, яка, окрім цього, служить несучою основою для контрольно-вимірної апаратури та регулювальних пристроїв. Конструкція стійки забезпечує встановлення трубчастого елемента строго вертикально. В розподільвачах встановлено термомпари 6-8 для заміру температур контактуючих фаз на вході та на виході експериментальної зони трубчастої



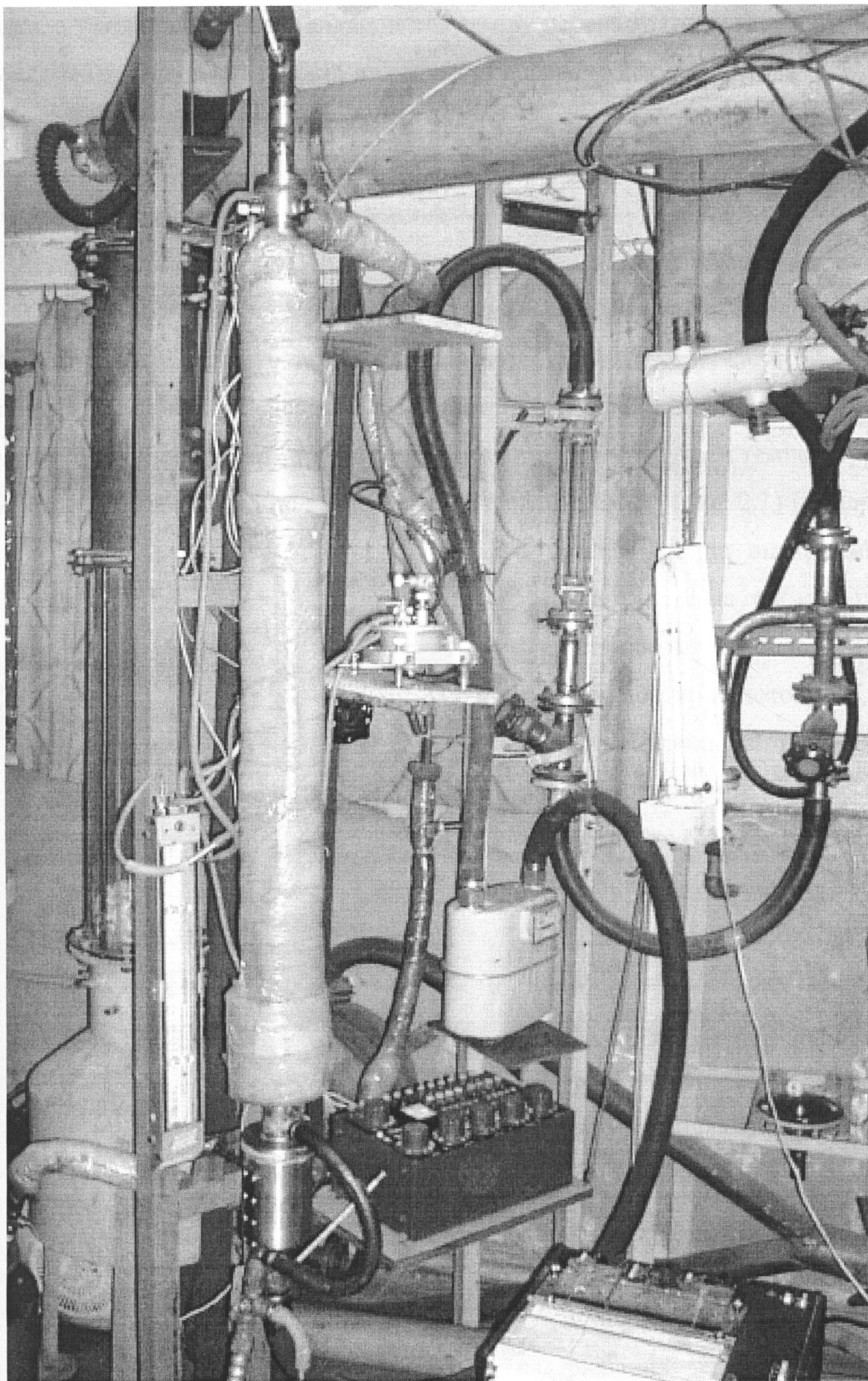


Рис. 2.2. Загальний вигляд дослідного стенда

насадки, а також передбачено відводи для заміру перепаду тиску газу на трубчастому елементі. Імпульсні трубки, для заміру перепаду тиску, змонтовані безпосередньо до і після зони контакту фаз. Дренажні пристрої забезпечують дренаж рідини, яка потрапила в імпульсні лінії. Додатково передбачено патрубки для відбору проб контактуючих фаз для дослідження масообміну.

Верхній розподільвач 3 – це циліндр зовнішнім діаметром 60 мм та висотою 80 мм із вмонтованими в нього штуцерами підводу оливи та під'єднання термомпар 7 та гніздом під трубчастий тепломасообмінний елемент. Внутрішня конструкція розподільвача зі спеціальною вставкою дозволяє розподілити потік рідини рівномірно по периметру трубчастого елемента та зафіксувати температуру рідини безпосередньо перед подачею її в трубчастий елемент (рис. 2.3) (номера деталей стенда аналогічні позначенням на рис. 2.1). Для збільшення точності заміру температури потоку рідини, встановлено дві термомпари 7 в протилежних точках периметру трубчастого елемента, а їх покази усереднюються.

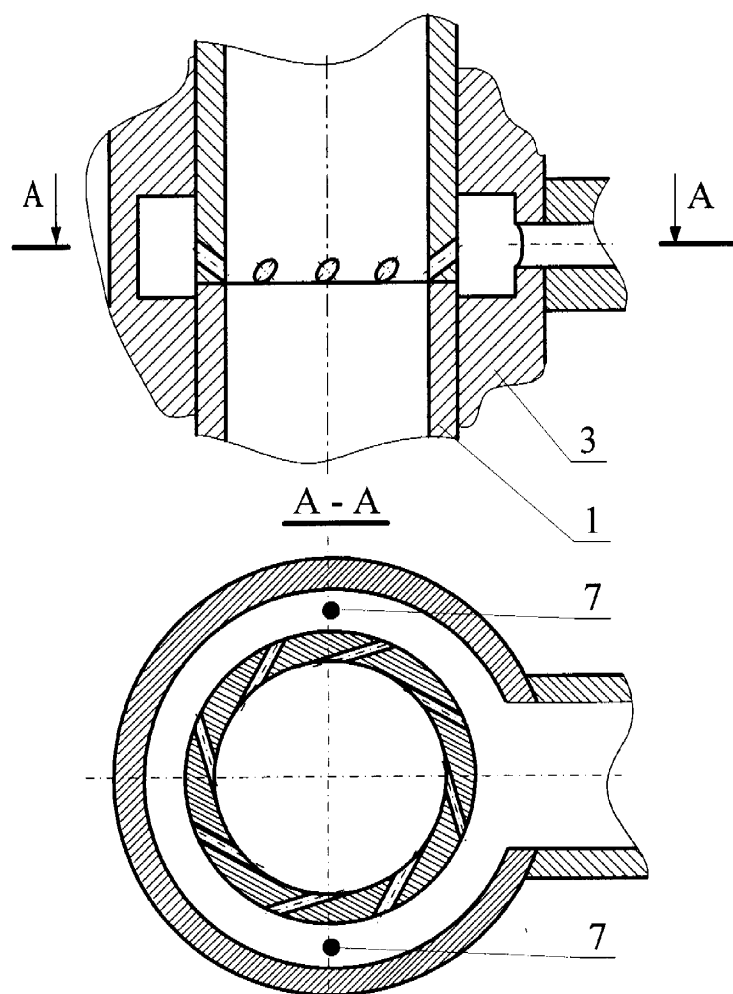


Рис. 2.3. Схема підведення рідини в трубчастий елемент

талеї стенда аналогічні позначенням на рис. 2.1). Для збільшення точності заміру температури потоку рідини, встановлено дві термомпари 7 в протилежних точках периметру трубчастого елемента, а їх покази усереднюються.

Безпосередньо на виході газового потоку із верхнього розподільника змонтовано краплевідбійник 10, де від потоку відділяються підхоплені краплі рідини.

Щоб уникнути попадання крапель рідини на термомпару, призначену для вимірювання температури вихідного газового потоку 6, що

може вплинути на точність вимірювання, передбачено у вихідному патрубку розташування відбійних перегородок.

Нижній розподільвач 4 має циліндричну форму внутрішнім діаметром 98 мм і висотою 150 мм із вмонтованими в нього штуцерами підводу газу і відводу рідини та гніздом під трубчастий тепломасообмінний елемент. Передбачено збір плівки рідини на виході із трубчастої насадки спеціальним вловлюючим пристроєм циліндричної форми в один потік та відведення його окремим каналом. Щоб уникнути небажаного теплообміну між газовим та рідинним потоками до попадання газу в трубчастий елемент вставка виготовлена з фторопласту (рис. 2.4) (номера деталей стенда аналогічні позначенням на рис. 2.1).

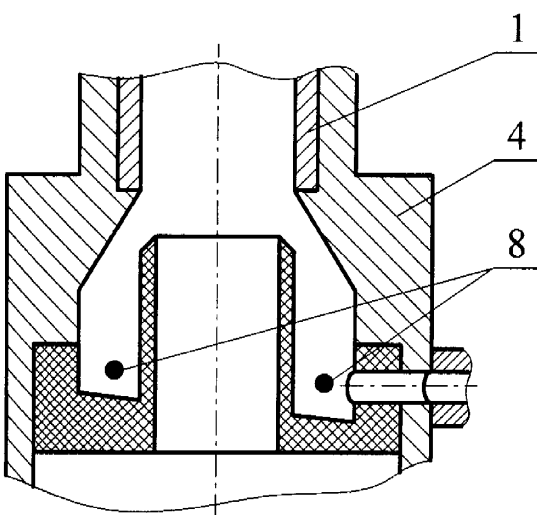


Рис. 2.4. Схема відведення плівки рідини з трубчастого елемента

Передбачені штуцери для встановлення термопар заміру температури вихідного потоку рідини 8 та для встановлення термометрів заміру температури вхідного газового потоку 9.

Для забезпечення циркуляції рідини, підтримання заданої її температури, перед подачею в трубчастий тепломасообмінний елемент застосовано термостат 11, в конструкцію якого входять:

– нагрівальний елемент, робота якого регулюється контактним термометром

через електронний керуючий пристрій;

- перемішувач рідини для її рівномірного нагріву;
- шестерневий насос для подачі рідини в систему.

Витрата рідини регулюється за допомогою системи вентилів шляхом байпасування надмірної кількості рідини назад до термостату. Термостат з'єднаний трубопроводами з верхнім та нижнім розподільниками.

Газ до тепломасообмінного елемента подається газодувкою 15. Подача газу регулюється вентилями 16.

Щоб уникнути втрат тепла в навколишнє середовище, трубчастий елемент, нижній та верхній розподільвачі, а також з'єднувальні трубопроводи покриті відповідним шаром теплоізоляції (пінопласт поліуретановий ПУ-101).

На лабораторному стенді передбачено контроль параметрів контактуючих фаз за допомогою наступних контрольно-вимірювальних приладів:

Витрата повітря вимірювалася лічильником G6 19 з ціною поділки 0,0002 м<sup>3</sup> та контролювалася в ході експерименту ротаметром РС-5 18.

Витрата оливи визначалася ваговим способом шляхом вимірювання маси певної кількості рідини, відібраної за деякий час з допомогою трійника 14, під'єданого до вихідної лінії та контролювалася в процесі експерименту ротаметром РС-7 13. Час відбору проби фіксувався механічним секундоміром типу 2С, а маса – вагою типу ВНЦ ціною поділки 2 гр.

Температура повітря на вході в тепломасообмінний елемент фіксувалася ртутним термометром з ціною поділки 0,2 °С, а на виході – ртутним термометром з ціною поділки 0,1 °С 9 та паралельно термопарою типу ТХК-1489 згідно з ГОСТ 6616-74 6, з вторинним приладом Р4833 – точність вимірювання 0,1 °С.

В процесі досліджень фіксувався барометричний тиск за допомогою барометра МД-49 та вологість повітря – аспіраційним психрометром М-34.

Втрати тиску в тепломасообмінному елементі замінювалися за допомогою диференційного манометра ММН-240 21 з ціною поділки 0,2 мм.вод.ст. та паралельно за допомогою тягонапороміра ТНЖ-Н з ціною поділки 0,2 мм.вод.ст., під'єднаних на вході та виході трубчастого елемента.

### 2.1.1. Вибір системи “газ-рідина”.

Дослідження тепломасообмінного елемента проводилися в умовах „чистого” теплообміну на системі „повітря – мінеральна олива”. Вибір теплоносіїв був обумовлений необхідністю виключити вплив процесу масообміну на теплообмін. Згідно зі співвідношенням Льюїса, процеси тепловіддачі та масовіддачі в газовій фазі взаємозалежні [95], що видно з рівняння (2.1):

$$\frac{\alpha}{\beta} = c_p \rho \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3} \quad (2.1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі в межах газової фази;

$\beta$  – коефіцієнт масовіддачі в межах газової фази;

$c_p$  – масова ізобарна теплоємність газової фази;

$\rho$  – густина газової фази;

$Pr$  – критерій Прандтля газової фази;

$Sc$  – критерій Шмідта.

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D},$$

$D$  – коефіцієнт дифузії.

Отже, щоб отримати значення „чистого” коефіцієнта тепловіддачі під час досліджень, слід застосовувати такі контактуючі фази, між якими не відбуватиметься масообмін. Крім того, мінеральна олива ТКп (ТУ 38 101890-81) при зміні температури в широкому діапазоні змінює критерій Прандтля. Це дозволяє змоделювати процес теплообміну як в абсорбері, так і в десорбері установки осушення природного газу.

## 2.2. Характеристика трубчастих тепломасообмінних елементів

Досліди проводилися з використанням трубчастих тепломасообмінних елементів двох типів: тепломасообмінний елемент з аксіальним завихрювачем газового потоку [87] та для порівняння – бігвинтовий тепломасообмінний елемент з стрічково-гвинтовим завихрювачем газового потоку. Зазначені трубчасті тепломасообмінні елементи відрізняються конструкцією завихрювача газового потоку.

На рис. 2.5 зображений тепломасообмінний елемент з аксіальним завихрювачем газового потоку.

Трубчастий тепломасообмінний елемент складається з труби 1, в якій знаходиться аксіальний завихрювач 2 і спіраль 3. Крок спіралі вибирається залежно

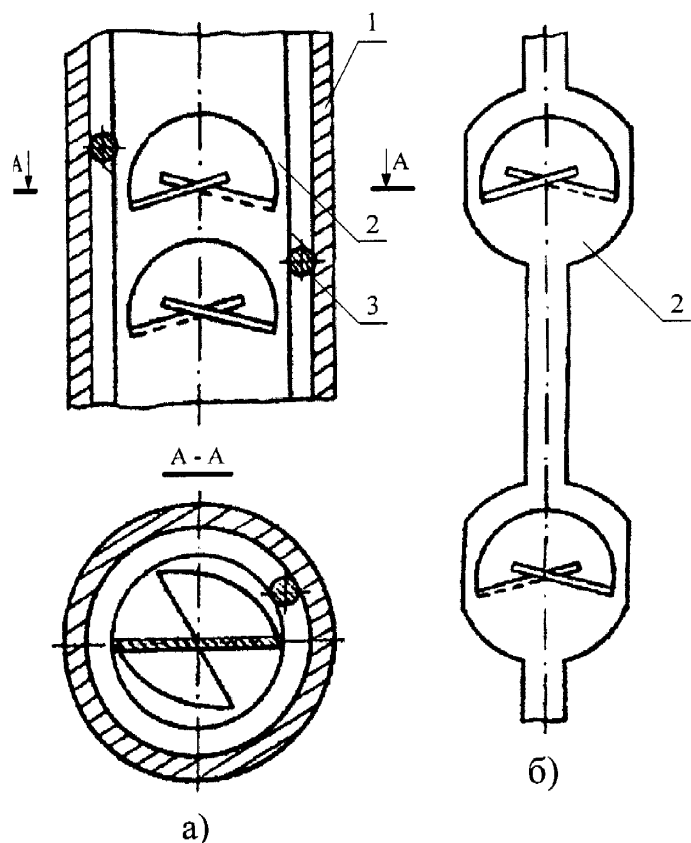


Рис. 2.5. Тепломасообмінний елемент з аксіальним завихрювачем газового потоку за патентом України №30278 А

1 - несуча труба; 2 - аксіальний завихрювач газу; 3 - спіраль.

від дифузійного опору процесу масообміну в рідинній фазі. В даній конструкції передбачається фіксація витків спіралі на завихрювач за допомогою пазів, виконаних на віддалі кроку спіралі. Товщина спіралі та ширина завихрювача підбираються так, щоб між стінкою труби і спіраллю не було проміжку, а товщина спіралі не перевищувала товщини плівки рідини, яка стікає по стінці труби. Аксіальний завихрювач виконується в вигляді смуги, в якій з певним кроком просічені вікна. Пелюстки, отримані в результаті просічки,

відгинаються при штампуванні в протилежні сторони в межах одного вікна. Розміщення пелюсток завихрювача забезпечує закрутку всього газового потоку навколо осі труби і переміщення периферійних шарів потоку газу до осьової частини труби. Напрямок закрутки потоку можна зберігати незмінним по висоті трубчастого елемента або можна змінювати за рахунок зміни напрямку відгину пари пелюсток відносно до попередньої пари пелюсток.

Завдяки нахилу пелюсток завихрювача під кутом до площини, що проходить через вісь труби і перпендикулярної до площини завихрювача, рідина, захоплена газовим потоком, попавши на пелюстки, буде переміщуватися від центру до стінки труби. Це впорядковує в трубі протилежно рухомі фази і позитивно впливає на значення гранично допустимих навантажень. Вікна в полотні завихрювача дозволяють потокам, які розділені в трубі площиною завихрювача на дві частини, сполучатися, що забезпечує в поперечних перерізах елемента трубчастої насадки



ідентичні поля швидкостей і тисків. При крокові між двома сусідніми парами пелюсток більшому, ніж 1,5 ширини полотна, завихрювач виготовляється з додатковими вікнами, призначеними для зменшення опору обертовому руху газового потоку (рис. 2.5 б).

Кут нахилу пелюсток розраховано за методикою запропонованою Щукіним В.К. [88] так, щоб досягнути найбільш оптимального кута закрутки газового потоку, при якому досягається мінімальний гідравлічний опір при максимальній інтенсифікації тепловіддачі.

Дротяна спіраль організовує рух плівки рідини, яка стікає під дією гравітаційних сил. Закручування плівки рідини при одночасному поступальному русі сприяє турбулізації рідкої фази, збільшує час контакту двох фаз, робить рух плівки більш стійким за рахунок відцентрових сил.

В бігвинтовому тепломасообмінному елементі турбулізатор газової фази виконаний у вигляді двозахідної стрічкової спіралі, зовні охопленої витками протилежно направленої дротяної спіралі (рис. 2.6). Стрічковий завихрювач забезпечує турбулізацію потоку газу, надаючи йому обертового руху навколо осі труби.

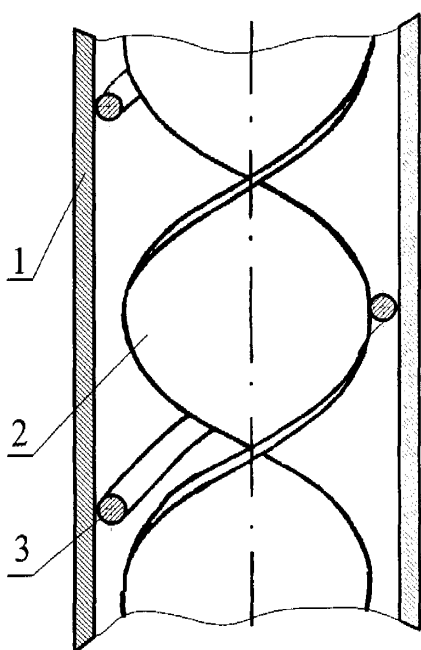


Рис. 2.6. Бігвинтова трубчаста насадка з стрічковим завихрювачем газового потоку  
1- несуча труба; 2- стрічковий завихрювач газу; 3- дротяна спіраль;

Цей обертовий рух також сприяє переміщенню крапель рідини, які потрапили в ядро потоку, від осі труби до її стінки.

Для подальших досліджень було вибрано три варіанти трубчастого тепломасообмінного елемента:

– варіант №1 – трубчаста насадка з аксіальним завихрювачем: крок між вітками 40 мм (рис. 2.5.б), ширина полотна - 21 мм, товщина полотна - 1мм, крок спіралі 35 мм;

– варіант №2 – трубчаста насадка з аксіальним завихрювачем: крок між вічками 20 мм (рис. 2.5.а), ширина полотна - 21 мм, товщина полотна - 1мм, крок спіралі 35 мм;

– варіант №3 – бігвинтова трубчаста насадка (рис. 2.6): крок стрічкового завихрювача 170 мм, зовнішній діаметр - 20,5 мм; товщина полотна – 1 мм, крок спіралі 35 мм.

Для всіх трьох варіантів:

– зовнішній діаметр спіралі – 25 мм, діаметр дроту спіралі – 1,75 мм;

– внутрішній діаметр труби – 25 мм, довжина дослідної ділянки трубчастого тепломасообмінного елемента – 1250 мм.

Загальний вигляд завихрювачів досліджуваних варіантів та спіралей з різними кроками зображений на рис.2.7.

Для візуального спостереження процесів, які відбуваються в трубчастому тепломасообмінному елементі, частину дослідів проведено із застосуванням скляних несучих труб такого ж внутрішнього діаметру, як і основні. Зокрема з застосуванням скляних несучих труб візуально фіксувалася зміна гідродинамічних режимів роботи трубчастих насадок.

### 2.3. Методика проведення експериментів

Трубчастий тепломасообмінний елемент досліджувався на системі “повітря-мінеральна олива” на лабораторному стенді (рис. 2.1).

Атмосферне повітря нагніталось шестерневою газодувкою 17, а його витрата регулювалася вентилями 18. Повітря подавалося в нижній розподільвач 4, звідки надходило в тепломасообмінний елемент 1. Після контактування з рідиною повітря надходило через верхній розподільвач 3 у краплевідбійник 10 і викидалося в атмосферу.

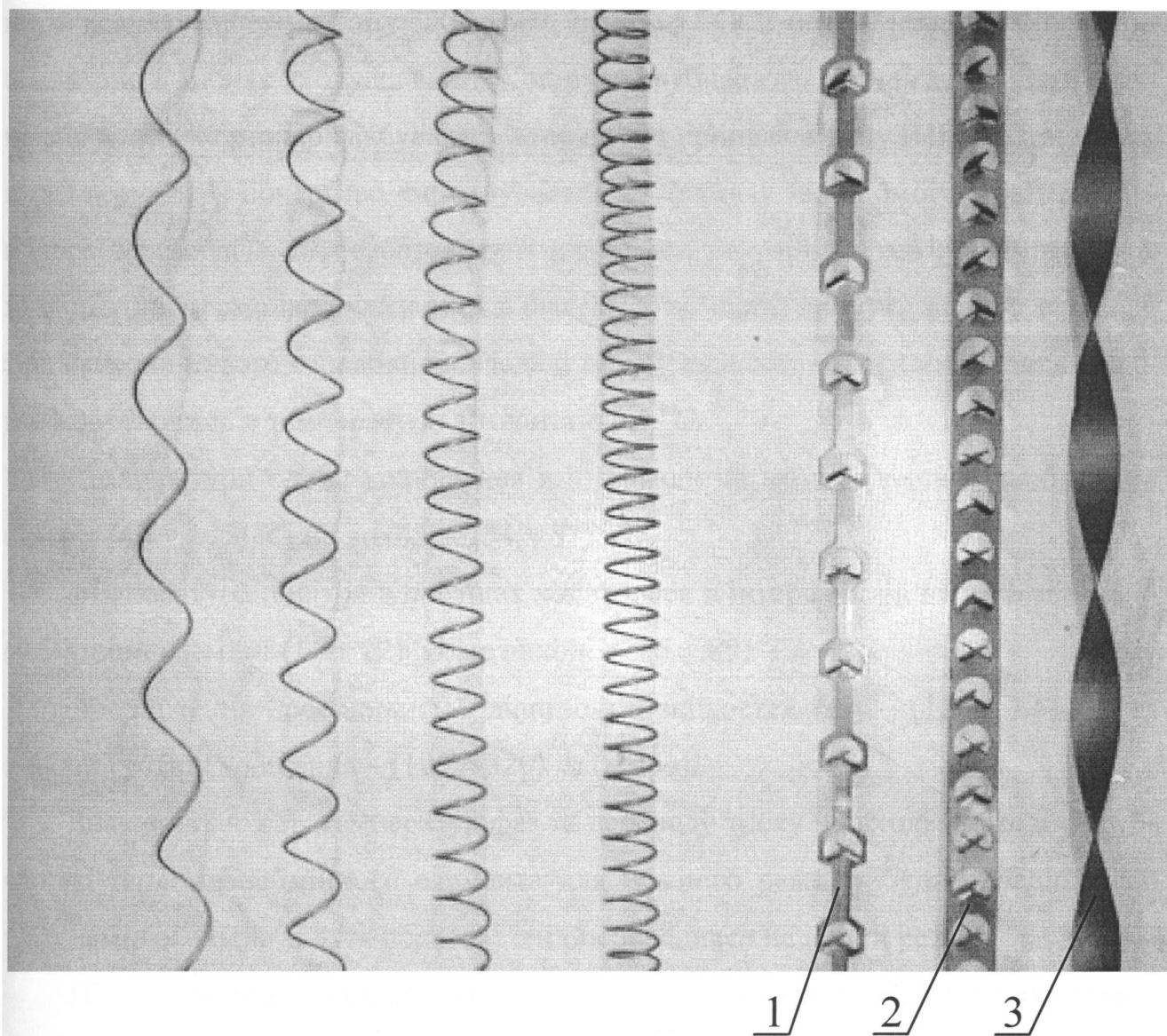


Рис. 2.7. Зовнішній вигляд досліджуваних завихрювачів та спіралей різних кроків

- 1 – аксіальний завихрювач за варіантом №1;
- 2 – аксіальний завихрювач за варіантом №2;
- 3 – завихрювач за варіантом №3.

Мінеральна олива, попередньо нагріта до заданої температури в термостаті 11, подавалося через ротаметр РС-3 15 у верхній розподілювач 3, а пізніше в тепломасообмінний елемент.

Значна увага приділялася заміру істинної температури оливи безпосередньо на вході та на виході з тепломасообмінного елемента, що вимагало вирішення певних проблем щодо розміщення термопар у потоці оливи. Температури оливи фі-

ксувалися термопарами типу ТХК-1489, згідно з ГОСТ 6616-74, які розміщувалися попарно в місцях входу та виходу оливи з трубчастого елемента. Різниця потенціалів даних термопар фіксувалася вторинним приладом типу Р4833. При цьому кожна термопара по чергово під'єднувалася до приладу за допомогою багатопозиційного перемикача. Для забезпечення надійності результатів заміру температури холодні кінці термопар вкладалися в 0-термостат, щоб уникнути впливу температури навколишнього середовища. Надалі покази приладу перераховувалися за допомогою таблиць в температури з точністю  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температури оливи коливалися в інтервалі: на вході в тепломасообмінний елемент  $(49 \div 105)\text{ }^{\circ}\text{C}$ , на виході –  $(34 \div 87)\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температура повітря в дослідях коливалася в інтервалі: на вході в тепломасообмінний елемент  $(14 \div 22)\text{ }^{\circ}\text{C}$ , на виході –  $(45 \div 85)\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Дослідження проводилися в діапазоні швидкостей газу –  $(1,5 \div 4,5)\text{ м/с}$  та лінійній густині зрошення –  $(105 \div 320)\text{ кг/(м}\cdot\text{год)}$ .

Значення витрат, температур фаз та перепаду тиску на вході і виході з трубчастого тепломасообмінного елемента для кожного режиму були середніми по трьох замірах. Після зняття показів стенд переводився на новий режим.

Після виходу на заданий режим, який характеризувався стабільністю витрат та температур фаз, з метою стабілізації показів стенд працював протягом  $30 \div 40\text{ хв}$ , після чого знімалися покази приладів.

## 2.4. Методика обробки дослідних даних

### 2.4.1. Дослідження гідродинаміки

Найважливішими гідродинамічними характеристиками трубчастих тепломасообмінних елементів є: режими роботи, гідравлічний опір, швидкість захливання.

Режими роботи трубчастого елемента визначалися за допомогою кривих залежності втрат тиску від швидкості газу, віднесеної до повного поперечного перерізу трубчастої насадки [89].

На засадах другої теореми подібності досліджуваних явищ експериментальні дані з гідравлічного опору тепломасообмінного елемента представляли в критеріальній формі (2.2)

$$f\left(Eu, Re_z, Re_p, Pr_p, \frac{Z_c}{Z_0}\right) = 0, \quad (2.2)$$

де  $Eu = \frac{\Delta p \cdot 9,81}{\rho_z \cdot w^2}$  – критерій Ейлера;

$Re_p = \frac{4 \cdot \Gamma_p}{\mu_p}$  – критерій Рейнольдса рідини;

$Re_z = \frac{w \cdot d \cdot \rho_z}{\mu_z}$  – критерій Рейнольдса газу;

$Pr_p = \frac{\mu_p \cdot c_p}{\lambda_p}$  – критерій Прандтля рідини;

$Z_c$  – крок спіралі тепломасообмінного елемента;

$Z_0$  – умовний крок спіралі, прийнятий при обробці даних для утворення безрозмірного симплексу подібності [14].

В зазначених критеріях:  $d$  – внутрішній діаметр несучої труби тепломасообмінного елемента, м;  $\lambda_p$  – коефіцієнт теплопровідності рідини,  $\frac{Вт}{(м \cdot К)}$ ;  $\mu_z, \mu_p$  – коефіцієнти динамічної в'язкості газу і рідини відповідно,  $\frac{Н \cdot с}{м^2}$ ;  $\rho_z$  – густина газу,  $\frac{кг}{м^3}$ ;  $c_p$  – питома ізобарна масова теплоємність рідини,  $\frac{Дж}{(кг \cdot К)}$ ;  $w$  – осьова швидкість газу в трубі в розрахунку на повний переріз,  $\frac{м}{с}$ ;  $\Gamma_p$  – лінійна густина зрошення,  $\frac{кг}{(м \cdot с)}$ .

Критерії Рейнольдса розраховувалися за значеннями середніх швидкостей, віднесених до повного перерізу елемента, оскільки використання істинних швидкостей в даному випадку ускладнене зміною останнього по висоті трубчастої насадки так і по поперечному перерізу.

Густина, коефіцієнти в'язкості та теплопровідності газу і рідини приймалися відповідно за довідниковими даними [90] по вхідних температурах.

Для спрощення і зручності приймали в якості визначального розміру діаметр несучої труби тепломасообмінного елемента.

#### 2.4.2. Дослідження теплообміну між газовою і рідинною фазами

Теплообмін між газовою та рідинною фазами в трубчастій насадці є прикладом складної неадіабатичної системи, в якій протікають взаємозв'язано і одночасно гідродинамічні та теплові явища.

У зв'язку зі складністю математичних засобів створення та розв'язання аналітичної системи диференціальних рівнянь, які б описували теплообмін між газовою і рідинною фазами в трубчастій насадці з турбулізаторами, результати експериментів оброблялися в критеріальній формі. Для характеристики теплообміну в тепломасообмінному елементі застосовано залежність виду:

$$f(Nu, Re_z, Re_p, Pr_p, \frac{Z_c}{Z_0}) = 0, \quad (2.3)$$

де  $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_z}$  – критерій Нуссельта;

$\lambda_z$  – коефіцієнт теплопровідності газу,  $\frac{Вт}{(м \cdot К)}$ ;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}$ .

Для теплообміну при безпосередньому контактуванні потоків теплоносіїв коефіцієнт теплопередачі дорівнює коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$ :

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_z},$$

де  $\alpha_p$  і  $\alpha_z$  – відповідно коефіцієнти тепловіддачі зі сторони рідинної і газової фаз,  $\frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}$ .

Раніше проведені дослідження [91] теплообміну повітря і мінеральної оливи при їх безпосередньому контактуванні показали, що теплообмін визначається термічним опором газової фази. При нехтуванні останнім рівняння виглядатиме так:

$$\alpha \cong \alpha_z.$$

Коефіцієнт тепловіддачі рекомендується відносити до одиниці площі внутрішньої поверхні несучої труби, оскільки точне значення теплообмінної поверхні контактуючих фаз не відоме, а експериментальне визначення її – надзвичайно складна проблема. Тоді:

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta t_{сер} \cdot F}, \quad (2.4)$$

де  $Q$  – кількість переданої теплоти від рідини до газу, визначена за рівнянням теплового балансу,  $Вт$ ;

$\Delta t_{сер}$  – середньологарифмічна рушійна сила процесу з врахуванням протитечії фаз вздовж елемента в цілому,  $^{\circ}C$ :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}},$$

$\Delta t_б$  – більша різниця температур теплоносіїв на нижньому обрізі теплома-сообмінного елемента,  $^{\circ}C$ ;

$\Delta t_м$  – менша різниця температур теплоносіїв на верхньому обрізі теплома-сообмінного елемента,  $^{\circ}C$ ;

$F$  – площа внутрішньої поверхні несучої труби теплома-сообмінного елемента,  $м^2$ .

У кожному досліді перевірялося виконання рівняння теплового балансу

$$Q_p = Q_z + Q_{втр} , \quad (2.5)$$

де  $Q_p$  – теплота, що віддається рідиною, *Вт*;

$Q_z$  – теплота, отримана газом, *Вт*;

$Q_{втр}$  – втрати теплоти в навколишнє середовище, *Вт*.

За результатами вимірювань визначали теплоту, що віддається рідиною, та теплоту, що отримана газом за рівняннями:

$$Q_p = G_p \cdot c_{ртр} (t_p' - t_p'') ; \quad (2.6)$$

$$Q_z = G_z \cdot c_{ргз} (t_z'' - t_z') , \quad (2.7)$$

де  $t_p' , t_p''$  – температури рідини відповідно на вході та виході з трубчастої насадки, °С;

$t_z' , t_z''$  – температури газу відповідно на вході та виході з трубчастої насадки, °С;

$c_{ртр}$  – середня масова ізобарна теплоємність рідини,  $\frac{Дж}{кг \cdot К}$ ;

$c_{ргз}$  – середня масова ізобарна теплоємність газу,  $\frac{Дж}{кг \cdot К}$ .

Останню розраховували за формулою [92]:

$$c_{ргз} = 1,005 + 0,01219 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{(p_б + \Delta p) - 0,01 \cdot \varphi \cdot p_n} ,$$

де  $p_n$  – тиск насичених парів водяної пари при робочій температурі в досліджуваному елементі [93], *Па*;

$\varphi$  – відносна вологість газу;

$p_б$  – тиск навколишнього середовища, *Па*;

$\Delta p$  – перепад тиску в тепломасообмінному елементі, *Па*;

$G_p$  – масова витрата рідини,  $\frac{кг}{с}$ ;



$G_2$  – масова витрата газу,  $\text{кг}/\text{с}$ ,

$$G_2 = V \cdot \rho \quad ,$$

$V$  – об'єм газу, визначений за лічильником,  $\text{м}^3$ ;

$\rho$  – густина газу за робочих умов в елементі,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Густину вологого повітря знаходили за формулою:

$$\rho = \frac{p_b + \Delta p}{R \cdot T} - 0,00176 \frac{\varphi \cdot p_n}{T},$$

де  $T$  – абсолютна температура газу на вході в тепломасообмінний елемент,  $\text{К}$ .

Втрати теплоти в навколишнє середовище визначали за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = Q_{\text{конв}} + Q_{\text{пром}} \quad ,$$

де  $Q_{\text{конв}}$  – втрати за рахунок конвективного теплообміну між термоізоляцією та навколишнім середовищем,  $\text{Вт}$ ;

$Q_{\text{пром}}$  – втрати за рахунок випромінювання,  $\text{Вт}$

$$Q_{\text{конв}} = \alpha_{\text{із}} \cdot F \cdot (t_{\text{із}} - t_{\text{нс}}) \quad ;$$

$$Q_{\text{пром}} = c_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot F \cdot \left[ \left( \frac{T_{\text{із}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{нс}}}{100} \right)^4 \right] \quad ,$$

де  $\alpha_{\text{із}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплоізоляції до навколишнього середовища,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$c_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведена міра чорноти;

$t_{\text{із}}$  – температура зовнішньої поверхні ізоляції,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{нс}}$  – температура навколишнього середовища,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$F$  – площа теплообміну з навколишнім середовищем, що дорівнює зовнішній поверхні ізоляції,  $\text{м}^2$ .

2.4.3. Максимальна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі від рідкої до газової фаз

Для адекватної оцінки результатів дослідження теплообмінних характеристик тепломасообмінного елемента необхідно визначити, з якою максимальною похибкою буде отримано кінцеві значення коефіцієнта тепловіддачі.

Аналіз виразу (2.4) зумовлює таку структурну формулу відносної похибки  $\delta\alpha$  при дослідженні процесу тепловіддачі:

$$\delta\alpha = |\delta Q| + |\delta F| + |\delta\Delta t_{сер}| \quad (2.8)$$

де  $\delta Q$  – відносна похибка вимірювання переданої теплоти;

$\delta F$  – відносна похибка визначення площі внутрішньої поверхні труби;

$\delta\Delta t_{сер}$  – відносна похибка визначення середнього температурного напору між теплоносіями.

В свою чергу похибка вимірювання переданої теплоти визначається за залежністю, яка отримана із формул (2.5) та (2.7):

$$\delta Q = |\delta V| + |\delta\rho| + |\delta c_{pm}| + |\delta(\Delta t)| \quad (2.9)$$

Похибки визначення кожної з величин, які входять до залежності (2.9) визначаються за наступними рівняннями:

– відносна похибка вимірювання об'ємної витрати газу:

$$\delta V = \left| \frac{V_2}{(V_2 - V_1)} \delta V_2 \right| + \left| \frac{V_1}{(V_2 - V_1)} \delta V_1 \right| + |\delta\tau| \quad ;$$

– відносна похибка визначення густини газу при робочих умовах в елементі:

$$\delta\rho = \left| \frac{\left( \frac{P}{287 \cdot T_{ex}} \right) \cdot (|\delta P| + |\delta T_{ex}|)}{\frac{P}{287 \cdot T_{ex}} - 0,00176 \cdot \frac{\varphi \cdot P_H}{T_{ex}}} \right| + \left| \frac{0,00176 \cdot \frac{\varphi \cdot P_H}{T_{ex}} \cdot (|\delta\varphi| + |\delta P_H| + |\delta T_{ex}|)}{\frac{P}{287 \cdot T_{ex}} - 0,00176 \cdot \frac{\varphi \cdot P_H}{T_{ex}}} \right| \quad ;$$

– відносна похибка визначення середньої масової ізобарної теплоємності газу:

$$\delta c_{pm} = \left| \frac{\frac{0,01219 \cdot \varphi \cdot p_n}{(p - 0,01 \cdot \varphi \cdot p_n)}}{1,005 + 0,01219 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{(p - 0,01 \cdot \varphi \cdot p_n)}} \cdot \left( \left| \delta\varphi \right| + \left| \delta p_n \right| + \left| \frac{p}{(p - 0,01 \cdot \varphi \cdot p_n)} \delta p \right| + \left| \frac{0,01 \cdot \varphi \cdot p_n \cdot (\left| \delta\varphi \right| + \left| \delta p_n \right|)}{(p - 0,01 \cdot \varphi \cdot p_n)} \right| \right) \right| ;$$

– відносна похибка визначення різниці температур газу на вході та виході з тепломасообмінного елемента:

$$\delta(\Delta t) = \left| \frac{t_2}{(t_2 - t_1)} \delta t_2 \right| + \left| \frac{t_1}{(t_2 - t_1)} \delta t_1 \right| .$$

В межах витрат фаз та змін температур фаз, зазначених на стор. 52, величина максимальної систематичної відносної похибки визначення коефіцієнта тепловіддачі за рівнянням (2.8) складає  $\pm 7,2\%$ .

### РОЗДІЛ 3

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ЕЛЕМЕНТА

Найважливішими гідродинамічними характеристиками трубчастих тепломасообмінних елементів є режими роботи, швидкість захлинання і гідравлічний опір.

### 3.1. Вивчення режимів роботи тепломасообмінного елемента

Під час роботи трубчастого тепломасообмінного елемента мають місце декілька режимів, характеристики яких будуть наведені нижче. Окремі режими роботи є застосовуваними для функціонування апарату з даними елементами, а інші – не застосовуються з технологічної та економічної точок зору. Тому для практики необхідно мати надійні теоретичні або емпіричні залежності для визначення параметрів роботи трубчастого елемента.

Як зазначалося в розд.1, газорідинні течії – надзвичайно складні явища, оскільки умови течії можуть змінюватися по довжині, перерізу каналу і в часі. Таким чином доводиться аналізувати тримірний нестационарний процес у двофазній системі – розглядати задачу, повний аналітичний розв’язок якої при сучасному рівні знань покищо відсутній.

Д.Баттерворсом [94] запропоновано спрощену модель процесу двофазної течії. Модель одномірної течії, можливо, є найбільш важливим інструментом аналізу перепадів тиску в двофазних потоках. За цією моделлю умови течії в кожній фазі змінюються тільки вздовж каналу. Це спрощення дійсних умов течії буває надмірним і кінцево призводить до помилок. Автор розглядає баланс імпульсу і енергії для елемента об’єму каналу, зображеного на рис. 3.1. Запропоновано таке рівняння імпульсу (3.1):

$$-\frac{dp}{dz} = -\Phi_{LO}^2 \left( \frac{dp_F}{dz} \right)_{LO} + G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_L} \right] + g \sin \theta [\alpha \rho_G + (1-\alpha)\rho_L], \quad (3.1)$$

де  $\left( \frac{dp_F}{dz} \right)_{LO}$  – градієнт тиску за рахунок тертя при умові, що весь потік рухається в трубі, маючи фізичні властивості рідини;

$\rho_L$  – густина рідини;

$\rho_G$  – густина газу;

$\alpha$  – істинний об'ємний газовміст;

$\chi$  – масовий витратний газовміст;

$G$  – масова швидкість газової суміші;

$z$  – лінійна координата, вздовж якої (припущення) змінюється кожна змінна.

$\theta$  – кут нахилу осі елемента.

$\Phi_{LO}^2$  – параметр, який визначається таким чином:

$$\Phi_{LO}^2 = \frac{dp_F/dz}{(dp_F/dz)_{LO}}.$$

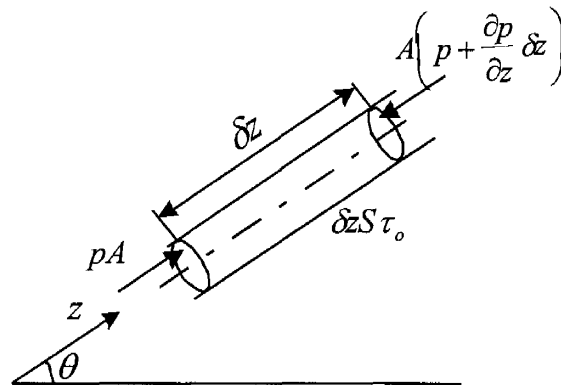


Рис. 3.1. Баланс сил для елемента труби

Проінтегрувавши залежність (3.1), передбачаючи, що фізичні властивості суміші фаз постійні, отримано рівняння для визначення перепаду тиску в трубчастому елементі на відстані  $L$  від початку елемента:

$$\Delta p = - \left( \frac{dp_F}{dz} \right)_{LO} \int_0^L \Phi_{LO}^2 dz + \quad (3.2)$$

$$+ G^2 \left[ \frac{x_e^2}{\alpha_e \rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_L} - \frac{1}{\rho_L} \right] + g \sin \theta \int_0^L [\alpha \rho_G + (1-\alpha)\rho_L] dz$$

Однак, залежність (3.2) не враховує наявності та геометричних параметрів насадки, застосованої в трубчастому елементі. Крім того, при своїй складності для розв'язування і попередньо допущеному спрощенні розрахункової схеми, що вносить значну похибку в кінцевий результат, залежність не дає змоги визначити параметри роботи елемента, при яких наступить зміна режиму – зміниться характер зростання перепаду тиску.

Враховуючи наведене, в даному випадку найоптимальнішим методом, який дозволить отримати рівняння для визначення зміни режиму роботи трубчастого тепломасообмінного елемента, є обробка дослідних даних з метою отримання емпіричної залежності.

Візуальні спостереження поведінки течії рідини (на скляній трубці) та характер зміни гідравлічного опору трубчастого тепломасообмінного елемента, за патентом [87] (варіант №1), при послідовному збільшенні витрати газу показали наявність чотирьох режимів його роботи [89]: а) вільне стікання плівки рідини; б) підвісання рідини в трубчастому елементі; в) захлинання; г) режим винесення рідини газовим потоком (рис. 3.2). Точки зміни режимів роботи визначені за допомогою кривих залежності втрати тиску від швидкості газу, що належить до повного поперечного перерізу трубчастого елемента, в логарифмічній системі координат. На рис. 3.2 наведено частину отриманих дослідних кривих, кожна з яких відповідає певному навантаженню рідкої фази при приблизно однаковому значенні температури рідини  $t_p$ .

При однофазній течії плівки рідини в трубчастій насадці виникає дотична напруга, що досягає максимуму на поверхнях стінки труби і спіралі. Це напруження зменшується при віддаленні від вказаних поверхонь контакту і дорівнює нулю на вільній поверхні плівки. При двофазній течії дія газу на течію плівки

проявляється в тому, що у вільній поверхні обох фаз виникають дотичні напруження, рівні за величиною, протилежні за знаком.

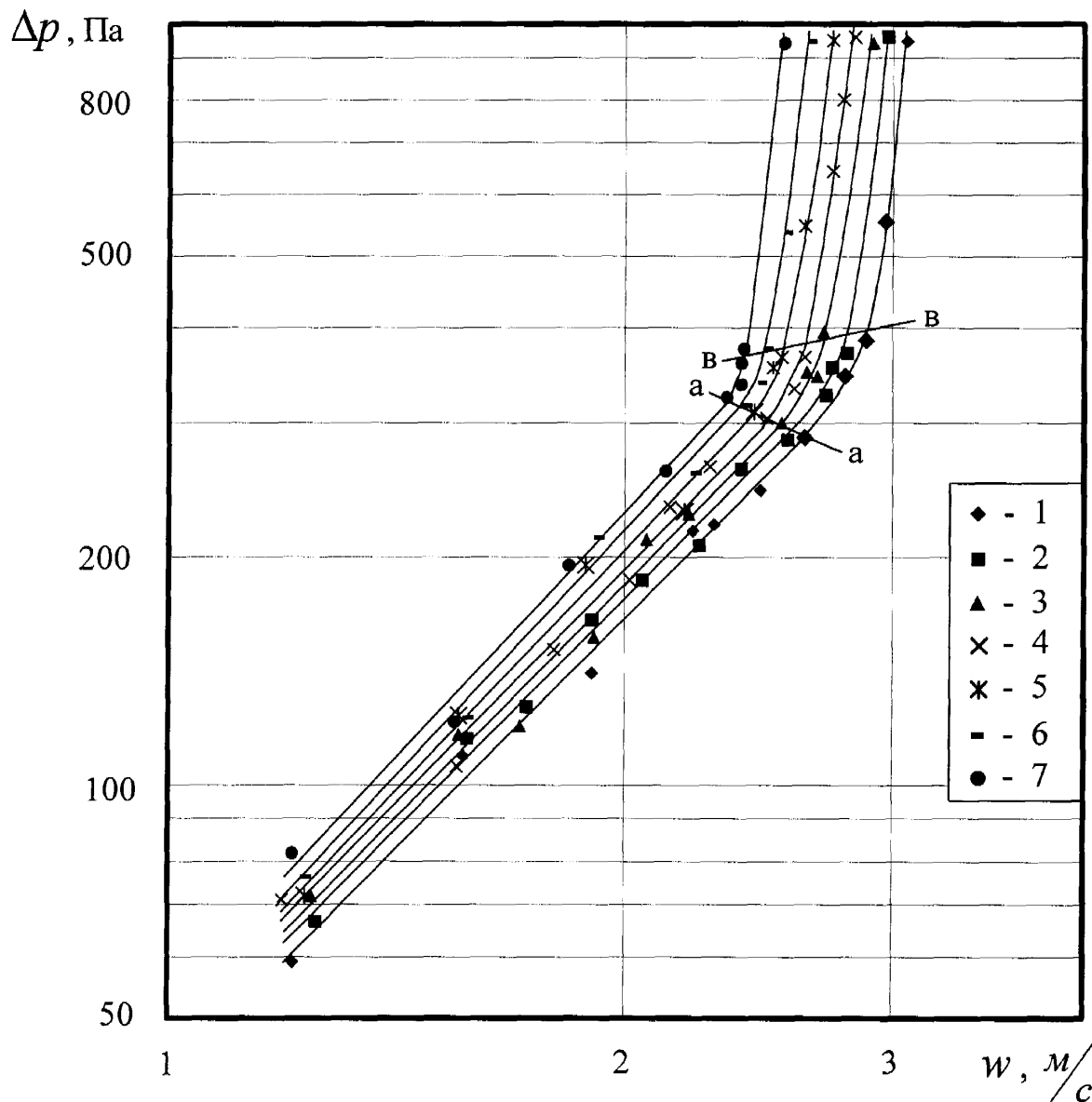


Рис. 3.2. Залежність втрати тиску  $\Delta p$  від швидкості газового потоку  $w$  в тепломасообмінному елементі за варіантом №1 при температурі рідини

$t_p = 70 \pm 2$  °C; густині зрошення  $\Gamma_p, \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}}$ : 1 – 0,026; 2 – 0,036;

3 – 0,043; 4 – 0,048; 5 – 0,059; 6 – 0,066; 7 – 0,078.

При протитечії фаз газ гальмує стікання плівки рідини і вільний об'єм трубчастої насадки зменшується. Це обумовлює більш високі втрати тиску потоку газу в елементі трубчастої насадки порівняно із втратою тиску в трубчастій насадці без рідини.

Перший режим в тепломасообмінному елементі має місце при невеликих витратах газу і рідини. Цей режим на рисунку 3.2 розташований під лінією а-а. Дотичні напруження в контактуючих фазах біля межі їх розподілу в цьому режимі мають несуттєве значення для взаємного руху фаз, і кількість рідини в робочому елементі трубчастої насадки не залежить від швидкості газу. Більша частка течії рідини рухається руслом, але утворене спіраллю і стінкою труби, а в місцях нещільного прилягання спіралі до стінки рідини частково стікає вертикально.

За даними, які наводить Рамм В.М. [95], залежно від величини  $Re_p$  в плівковому трубчастому апараті при протитечії фаз спостерігається ламінарний режим течії плівки до значення  $Re_p \approx 1600$ . При наявності ж спіралі вільне стікання плівки уповільнюється, що сприяє наявності ламінарного режиму руху і при  $Re_p > 1600$ .

Другий режим можна назвати режимом підвисання, так як візуально він характеризується накопиченням стікаючої рідини як на витках спіралі в місцях її контакту зі стінкою труби, так і на стінці труби в місцях, де спіраль нещільно прилягає до неї. Другий режим на рисунку 3.2 існує між лініями а-а та в-в і характеризується наявністю залежності між кількістю рідини, що утримується робочим елементом і швидкістю газу. Завдяки гальмуванню плівки рідини потоком газу, швидкість течії плівки уповільнюється, її товщина збільшується, а вільний об'єм елемента трубчастої насадки зменшується. Величина втрати тиску в другому режимі більше залежить від швидкості газу, ніж в першому режимі.

З ростом швидкості газу режим підвисання переходить в третій режим – заглинання. На рисунку 3.2 третій режим існує над лінією в-в і характеризується майже вертикальним розміщенням ділянки кривих. В третьому режимі накопичення рідини в тепломасообмінному елементі, як показали візуальні спостереження на прозорій трубці, розпочинається від нижнього обрізу труби і поступово розповсюджується на всю його висоту. В результаті проходить інверсія фаз: газ перестає бути суцільною фазою і барботує через рідину.



Після режиму захлинання наступає четвертий – режим виносу рідини газовим потоком. Газ знову стає суцільною фазою і транспортує з трубчастої насадки рідину. Зрошення насадки при цьому не відбувається, оскільки рідина практично перестає поступати в нижні перерізи трубчастої насадки. В четвертому режимі втрата тиску з ростом швидкості газу зменшується [95].

При дослідженні трубчастого тепломасообмінного елемента четвертого режиму роботи прагнули уникати у зв'язку зі значним винесенням циркулюючої рідини в краплевідбійник і заливанням замірних пристроїв, розташованих вище експериментальної зони досліджуваного елемента. Тому на графіках зміни перепаду тиску, лінії, які відображають цей режим, відсутні.

Робочими режимами трубчастого тепломасообмінного елемента, з точки зору придатності його експлуатації в промислових апаратах, слід вважати перший і умовно другий, так як в третьому режимі – режимі захлинання, робота трубчастої насадки не стійка і супроводжується великими коливаннями втрат тиску навіть при несуттєвих змінах витрати газу, що, в свою чергу, призводить або до четвертого, або до другого режиму. Крім того, величина виносу рідини в третьому режимі стає суттєвою, що викликає на практиці різке збільшення затрат на експлуатацію такого контактного пристрою. Четвертий режим взагалі не придатний для експлуатації.

Для порівняння проведено дослідження гідравлічного опору декількох варіантів трубчастої насадки (розділ 2). На рис. 3.3 для прикладу наведено залежність перепаду тиску для трубчастого тепломасообмінного елемента за патентом [87]: варіант №1 – лінія 1 та варіант №2 – лінія 2. Густина зрошення та температура рідини є однаковими для обох варіантів.

Трубчаста насадка за варіантом №2 має нижчі критичні швидкості підвищення і захлинання, ніж трубчаста насадка за варіантом №1, та більший гідравлічний опір (рис.3.3), у зв'язку з чим в подальшому більш детально досліджувалася трубчаста насадка за варіантом №1.

Вплив спіралі та завихрювача на гідродинамічні режими протитечії газу і рідини в трубчастій насадці проявляється не тільки кількісно, але і якісно: до точ-

ки захлинання має місце два режими (вільного стікання та початку підвисання рідини). Кафаров В.В. в своїй монографії [64] на рис. 115 навів залежність опору багатотрубного плівкового апарату від швидкості газу при різних густинах зрошення в логарифмічній системі координат, на якому до точки захлинання існує тільки один режим.

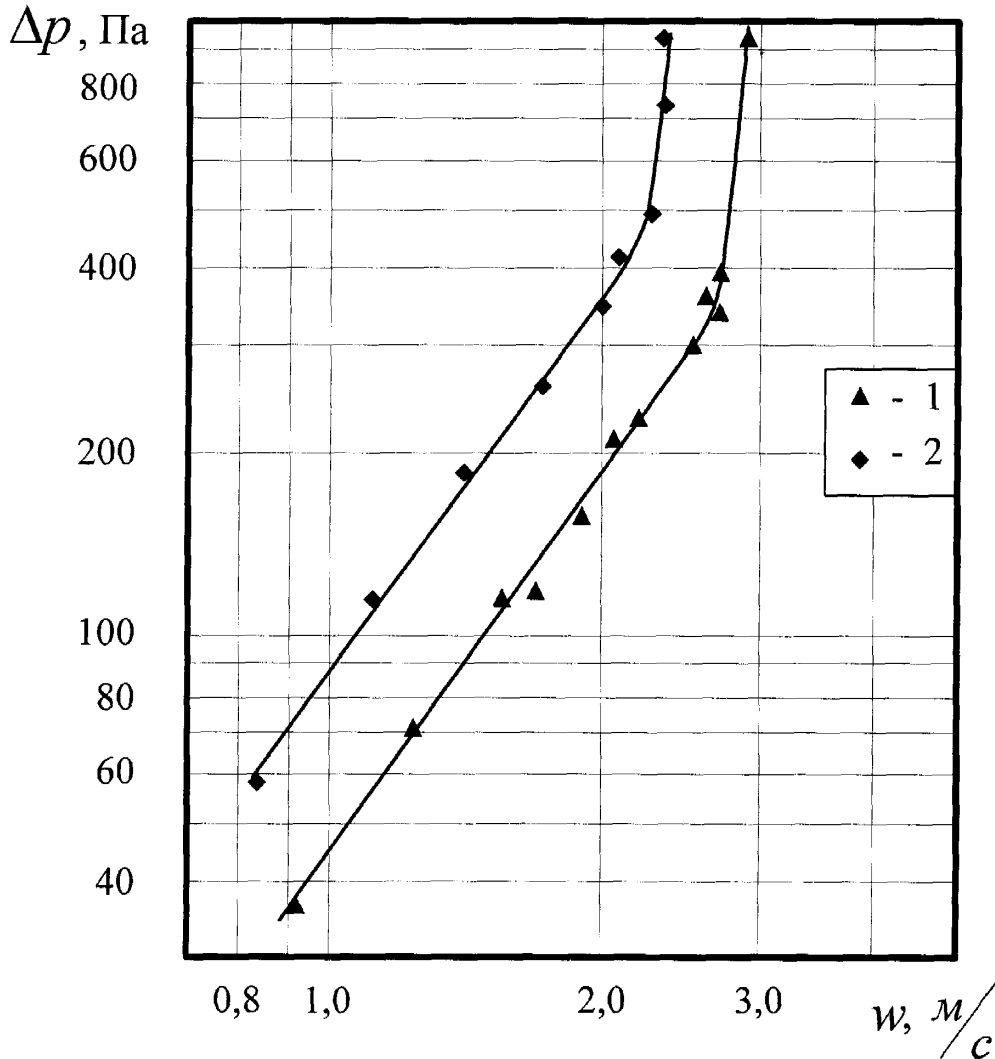


Рис. 3.3. Залежність втрати тиску  $\Delta p$  від швидкості газового потоку  $w$  в тепломасообмінному елементі при температурі рідини  $t_p = 70 \pm 2$  °C; густині зрошення  $\Gamma_p = 0,048 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}}$ . 1 – варіант № 1; 2 – варіант № 2.

Як зазначалося вище, аналітично визначити межі зміни режиму роботи трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1 – надзвичайно складна задача. Тому для отримання залежностей, за якими можна визначити критичні зміни режимів руху фаз, багатьма дослідниками на практиці використовуються напів-

емпіричні залежності, які дозволяють з певною точністю описати зміну режимів для конкретних конструкцій апаратів та використаних контактних пристроїв.

Для визначення критичних швидкостей початку режиму підвисання та початку захлинання трубчастого тепломасообмінного елемента в роботі використано залежність запропоновану В.А.Бейном і О.А.Хоугеном [96], яка експериментально підтверджена на практиці в широкому діапазоні зміни густин газів

$$\lg\left(\frac{w^2}{g \cdot d_{екв}} \cdot \frac{\rho_z}{\rho_p} \cdot \mu_p^{0,16}\right) = b - c \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{8}}, \quad (3.3)$$

де:  $L, G$  – відповідно масові швидкості рідини і газу,  $\frac{кг}{м^2 \cdot с}$ ;

$b$  і  $c$  – дослідні коефіцієнти.

При розрахунках для плівкових апаратів рекомендують використовувати такі значення коефіцієнтів  $b$  і  $c$ :  $b = 0,4$  і  $c = 1,75$  для критичної швидкості початку режиму підвисання.

Як вказують Малюсов В.А., Жаворонков Н.М. та ін. [97], значення коефіцієнта  $b$  може змінюватися в залежності від конструкції трубчастої насадки, тому рівняння потребує уточнення. Так, Дитнерський Ю.І. з співроб. [98] на основі дослідів з трубками діаметром від 10 до 35 мм отримав для коефіцієнта  $b$  в рівнянні (3.3) вираз:

$$b = 0,47 + 1,5 \lg\left(\frac{d_{екв}}{0,025}\right),$$

де  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр трубчастого елемента, м.

Однак, через особливості конструкції та параметрів роботи досліджуваного трубчастого тепломасообмінного елемента рівняння (3.3) з наведеними вище значеннями коефіцієнтів  $b, c$  не дає навіть наближених значень швидкостей зміни режимів.

Проведені досліді показали, що коефіцієнт  $b$  для трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1 залежить від критерія Прандтля рідини та від-

ношення масових витрат газової та рідинної фаз. Для прикладу ця залежність ілюструється залежністю коефіцієнта  $b$  від  $Pr_p$  (рис. 3.4).

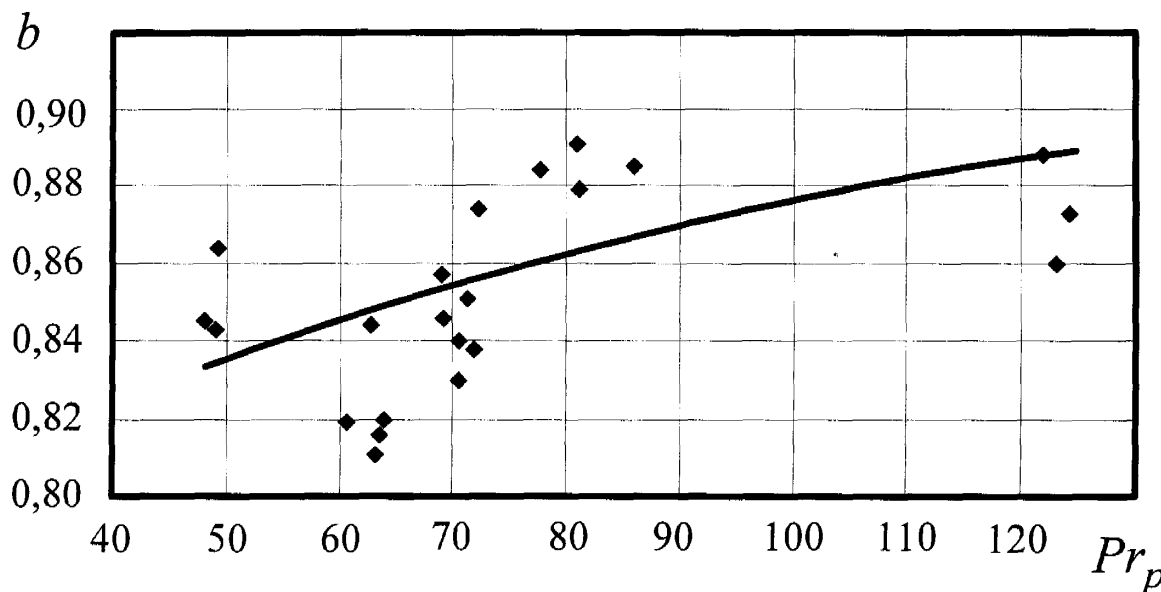


Рис. 3.4. Залежність коефіцієнта  $b$  від критерія Прандтля  $Pr_m$  для критичної швидкості початку режиму підвисання рідини в трубчастому елементі за варіантом №1 при  $Re_z = 1700 \div 4100$ ;  $Re_p = 13 \div 145$ .

Критичні швидкості підвисання захлинання визначали за графіками  $\Delta p = f(w)$  в логарифмічних координатах, приклад яких наведений на рис.3.2.

Після усереднення дослідних даних за методом найменших квадратів отримано рівняння розрахунку коефіцієнта  $b$  та значення коефіцієнта  $c$  для визначення швидкості початку режиму підвисання рідини :

$$b = 0,6073 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,0232} \cdot Pr_p^{0,0859}, \quad c = 0,9295. \quad (3.4)$$

Аналогічно було оброблено дослідні дані для визначення критичної швидкості початку режиму захлинання трубчастого тепломасообмінного елемента і отримано рівняння визначення коефіцієнта  $b$ :

$$b = 0,4628 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,02412} \cdot Pr_p^{0,09224}, \quad c = 1,1724. \quad (3.5)$$

Критичні швидкості, визначені за рівняннями (3.4) і (3.5), відрізняються від дослідних на  $\pm 6,5\%$  для початку режиму підвисання рідини та на  $\pm 4\%$  для початку режиму захлинання елемента (рис. 3.5, 3.6). Слід відзначити достатньо високу точність методики Бейна – Хоугена, що дозволяє рекомендувати її для застосування при визначенні меж режимів тепломасообмінного елемента і при більш високих тисках газу.

Отримані рівняння (3.4) та (3.5) справедливі для трубчастої насадки варіанта №1 в діапазонах зміни відношення масових швидкостей рідини та газу  $(L/G) = 1 \div 7$ , критерія Прандтля рідини  $Pr_p = 40 \div 130$ , критерія Рейнольдса газу  $Re_2 = 1700 \div 4100$ ; критерія Рейнольдса рідини  $Re_p = 13 \div 145$ ; кроку спіралі  $Z_c = 0,035$  м.

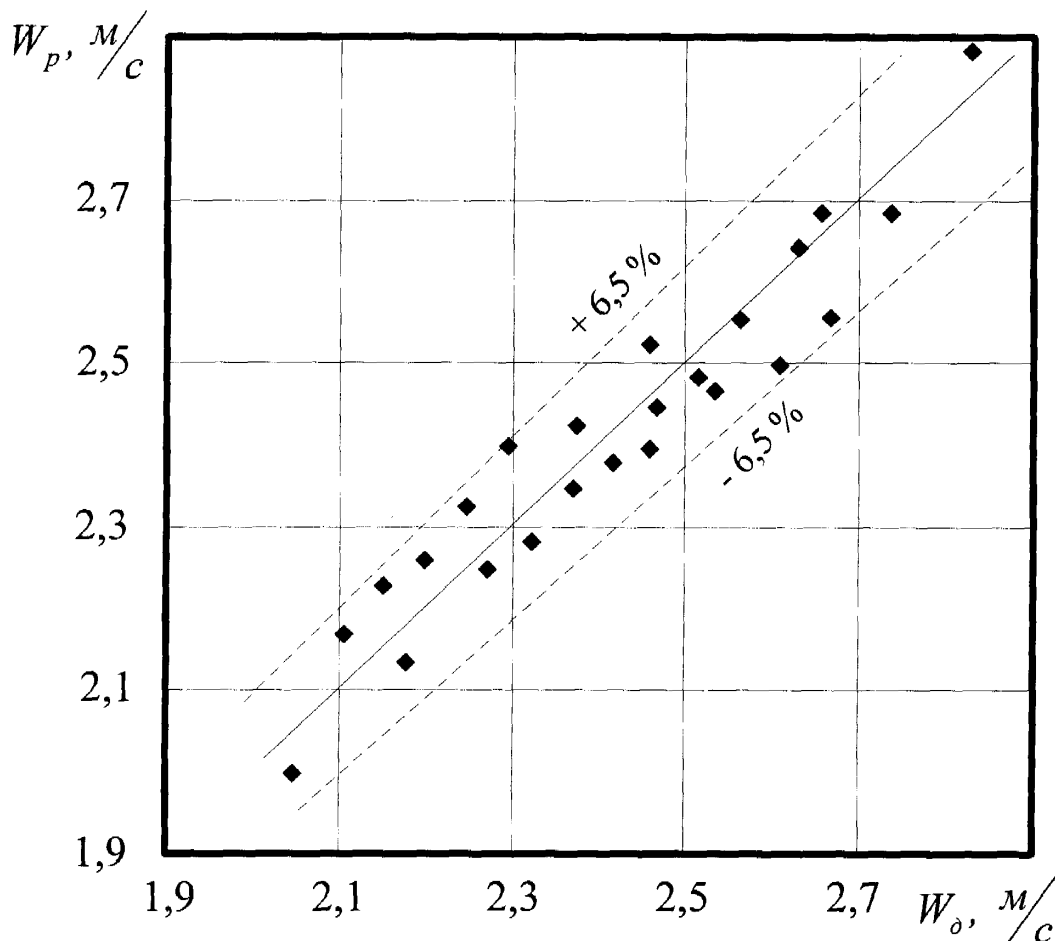


Рис. 3.5. Співставлення дослідних  $W_0$  і розрахованих  $W_p$  критичних швидкостей початку режиму підвисання для трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1 при  $Re_2 = 1700 \div 4600$ ;  $Re_p = 13 \div 145$ ;  $Z_c = 0,035$  м;  $Pr_p = 50 \div 130$ .

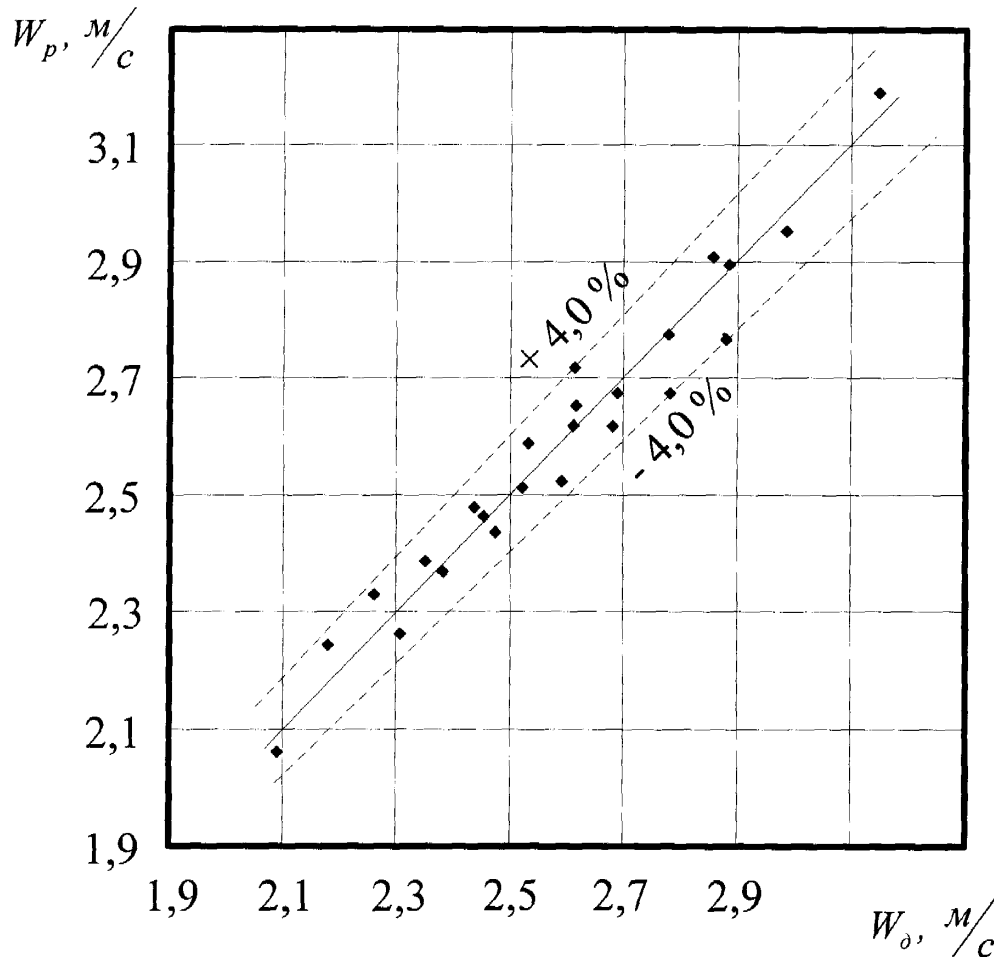


Рис. 3.6. Співставлення дослідних  $W_0$  і розрахункових  $W_p$  критичних швидко-

стей початку режиму захлинання для трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1 при  $Re_z = 1700 \div 5100$ ;  $Re_p = 13 \div 135$ ;  $Pr_p = 50 \div 130$

Для визначення критичних швидкостей початку режимів підвисання та захлинання при різних кроках спіралі до початкового рівняння (3.3) введено додатковий компонент, який враховує вплив кроку спіралі на відповідні критичні швидкості. В кінцевому варіанті рівняння для визначення критичних швидкостей набуває вигляду:

– для початку режиму підвисання рідини:

$$w_n = 0,8424 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot d}{\mu_p^{0,16}} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_z} \cdot 10^{-0,6073} \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,0232} \cdot Pr_p^{0,0859} \cdot -0,9295 \left(\frac{L}{G}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{8}}} \cdot \exp\left(4,8988 \cdot \frac{Z_c}{Z_0}\right); \quad (3.6)$$

– для початку режиму захлинання елемента:

$$w_3 = 0,8139 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot d}{\mu_p^{0,16}} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_z} \cdot 10^{-0,4628} \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,02412} \cdot Pr_p^{0,09224} \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^4 \left(\frac{\rho_z}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{8}}} \cdot \exp\left(5,8851 \cdot \frac{Z_c}{Z_0}\right), (3.7)$$

де  $Z_0$  – умовний крок спіралі, що дорівнює 1 м, прийнятий при обробці даних для утворення безрозмірного симплексу в рівняннях (3.7), (3.8) [14].

Рівняння (3.6) і (3.7) отримані в дослідах при тисках газу (повітря) близьких до атмосферного. Абсорбційне ж обладнання з осушення природного газу працює при тисках від 2,0 МПа до 7,5 МПа, а інколи і більших.

Нижче наведено результати розрахунків критичних швидкостей початку режимів підвисання і захлинання трубчастого тепломасообмінного елемента за рівняннями (3.6), (3.7) для реальних параметрів контактуючих фаз, отриманих під час дослідження роботи установки підготовки газу (УПГ) Богородчанського лінійно-виробничого управління магістральних газопроводів (БЛВУМГ). Вихідні дані такі:

- температура газу  $t_z = 20$  °С;
- тиск газу  $p_z = 5,2$  МПа;
- склад газу (% об'ємн.): метан –  $r_{CH_4} = 98,27$ , етан –  $r_{C_2H_6} = 0,61$ , пропан –  $r_{C_3H_8} = 0,18$ , бутан –  $r_{C_4H_{10}} = 0,07$ , азот –  $r_{N_2} = 0,85$ , диоксид вуглецю –  $r_{CO_2} = 0,03$ ;
- температура діетиленгліколю (ДЕГ)  $t_{ДЕГ} = 45$  °С;
- відношення масових швидкостей рідини та газу  $(L/G) = 0,031$ ;
- масова концентрація ДЕГ
  - на вході в абсорбер  $x_1 = 99,8$  %,
  - на виході з абсорбера  $x_2 = 99,4$  %.

На практиці використовується метод моделювання за фактором швидкості  $F_s$  [21]:

$$F_s = w \cdot \rho_2^n, \quad (3.8)$$

де  $w$  – критична швидкість початку режиму підвисання або захлинання абсорбційного апарату;

$\rho_2$  – густина газу за робочих умов в апараті.

За даними вітчизняних та зарубіжних авторів, коефіцієнт  $n$  в рівнянні (3.8) для тисків газу, відмінних від атмосферного, залежить від густини газу в степені (0,5 ÷ 0,77). Крушневич Т.К. [21], узагальнивши результати власних досліджень при тисках (12 ÷ 24) МПа на суміші азот-метан-водень-аміак та з осушення природного газу і результати інших авторів, отримав залежність коефіцієнта  $n$  від густини газу такого вигляду:

$$n = 0,5 + 0,05 \cdot \ln(\rho_2) \quad (3.9)$$

Але порівняльні розрахунки за показником  $n = 0,5$  та за виразом (3.9) відрізняються при зміні густини газу від нормальних умов на порядок до 30 %, а при зміні на два порядки – до 180 %. Суть методу моделювання за фактором швидкості в тому, що при зміні тиску газу він повинен залишатися сталим.

Із врахуванням викладеного також розраховані критичні швидкості за фактором швидкості з коефіцієнтом  $n_1 = 0,5$  та  $n_2 = 0,5 + 0,05 \ln \rho_2$ . Порядок розрахунків такий:

- спочатку за рівняннями (3.6), (3.7) за атмосферного тиску отримано критичні швидкості початку режимів підвисання та захлинання;
- за отриманими швидкостями розраховано значення  $F_s$ ;
- виходячи з умови, що  $F_s$  повинен зберігати своє значення при різних тисках абсорбції, визначено критичні швидкості в межах зміни тиску газу від 1 до 7 МПа, які є традиційними для трубопровідного транспорту та установок осушення підземних сховищ газу.



Результати розрахунків критичних швидкостей початку режимів підвисання та захлинання трубчастого тепломасообмінного елемента за рівняннями (3.6) і (3.7) зведено у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

Розрахункові критичні швидкості початку режимів підвисання та захлинання в залежності від абсолютного тиску природного газу

| $p$ , МПа   | 0,1   | 1,0   | 2,0   | 3,0   | 4,0   | 5,0   | 5,2   | 6,0   | 7,0   |
|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $w_n$ , м/с | 3,601 | 1,061 | 0,727 | 0,580 | 0,492 | 0,432 | 0,422 | 0,387 | 0,353 |
| $w_s$ , м/с | 4,462 | 1,294 | 0,882 | 0,701 | 0,593 | 0,519 | 0,507 | 0,465 | 0,422 |

На рис. 3.7 зображено залежність критичних швидкостей, розрахованих за рівняннями (3.6) і (3.7) та за фактором швидкості з коефіцієнтом  $n_1 = 0,5$  та за формулою (3.9), від абсолютного тиску газу. Як свідчить рисунок, при значенні коефіцієнта  $n_2 = 0,5 + 0,05 \ln \rho_2$  критичні швидкості (криві 4, 8) значно нижчі від швидкостей, за рівняннями (3.6) і (3.7) (криві 2, 6). А при використанні в рівнянні фактора швидкості коефіцієнта  $n_1 = 0,5$  розраховані критичні швидкості початку режимів підвисання та захлинання (криві 1, 5) дещо вищі від значень за формулами (3.6), (3.7).

Виходячи з того, що критичні швидкості за фактором швидкості в кожному випадку відрізняються від їх значень за формулами (3.6), (3.7), було узагальнено залежність останніх критичних швидкостей від густини газу і отримано рівняння:

$$n = 0,5085 \cdot \rho_2^{0,0132} \quad (3.10)$$

Як видно з рис. 3.7, при розрахунку критичних швидкостей початку режимів підвисання і захлинання за фактором швидкості з коефіцієнтом  $n$  за залежністю (3.10) криві (3, 6) найбільш близько розташовуються до кривих критичних швидкостей, визначених за рівняннями (3.6) і (3.7) (криві 2, 6).

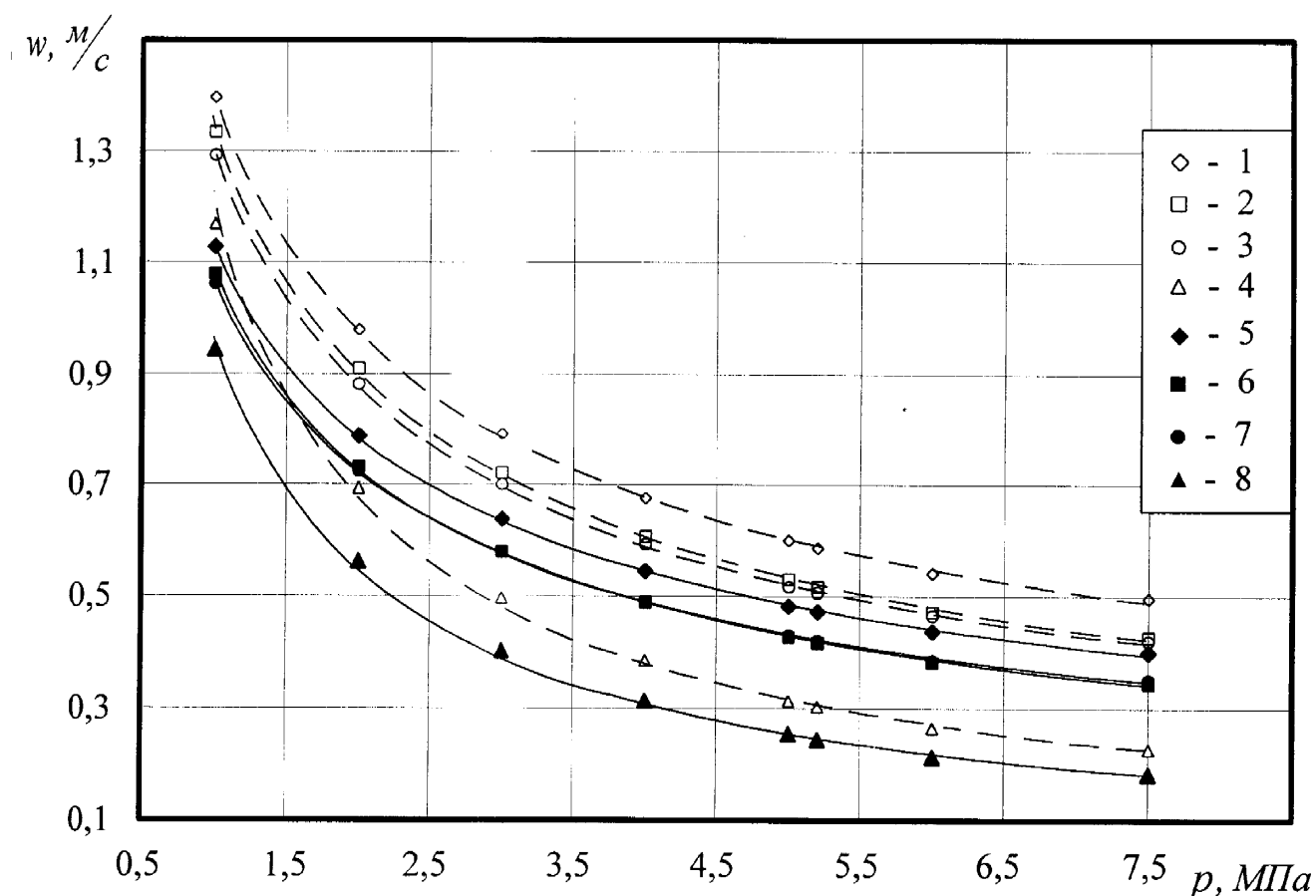


Рис. 3.7. Залежність критичних швидкостей газового потоку для трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1: 1 – швидкість захлинання за рівнянням (3.8) з коефіцієнтом  $n = 0,5$ ; 2 – швидкість захлинання за рівнянням (3.7); 3 – швидкість захлинання за рівнянням (3.8) з коефіцієнтом за рівнянням (3.10); 4 – швидкість захлинання за рівнянням (3.8) з коефіцієнтом  $n = 0,5 + 0,05 \ln \rho_2$ ; 5 – швидкість підвисання за рівнянням (3.8) з коефіцієнтом  $n = 0,5$ ; 6 – швидкість підвисання за рівнянням (3.6); 7 – швидкість підвисання за рівнянням (3.8) з коефіцієнтом за рівнянням (3.10); 8 – швидкість підвисання за рівнянням (3.8) з коефіцієнтом  $n = 0,5 + 0,05 \ln \rho_2$ .

В жовтні 2001 року проведені дослідження реконструйованого горизонтального абсорбера осушення газу високої продуктивності, що входить до складу УПГ БЛВУМГ. Горизонтальний абсорбер №8 – це циліндр з внутрішнім діаметром 2,4 м та довжиною 24,68 м, з товщиною стінки корпусу 0,065 м, який був виконаний за проектом ГП.821.00.00.000-02 як тарільчастий. Однак тривала його експлуатація показала ряд недоліків: це недостатня продуктивність, значне меха-

нічне винесення абсорбенту з осушеним газом та менший гідравлічний опір порівняно з іншими горизонтальними абсорберами насадкового типу, що призводило до його перевантаження і понаднормових втрат абсорбенту [31].

Згідно з проектом фірми „Sulzer” замінено існуючі тарілки на регулярну листову насадку з відповідними розподільниками абсорбенту, перетворивши його таким чином з барботажного типу в плівковий. Масообмінна зона абсорбера складається з двох секцій загальною площею  $18,82 \text{ м}^2$  і висотою  $1 \text{ м}$ .

Насадка фірми „Sulzer” складається з металевих гофрованих листів, які мають наступні розміри: товщина листа –  $0,1 \text{ мм}$ , плече гофра –  $15 \text{ мм}$ , крок гофрів –  $20 \text{ мм}$ . На поверхні листа нанесено накат макронерівностей з розміром  $2 \times 2 \text{ мм}$  і висотою  $0,5 \text{ мм}$ . Вся поверхня листа перфорована отворами діаметром  $4 \text{ мм}$  з кроком  $(10 \times 12) \text{ мм}$ .

При укладці насадки 2 сусідні листи стикаються ребрами гофрів, які розташовані вертикально, і утворюють канали для проходу газу в перерізі у вигляді рівностороннього ромба зі стороною  $15 \text{ мм}$  і з діагоналлю  $20 \text{ мм}$ .

Випробовування проводилися за таких умов:

- абсолютний тиск газу,  $p = 5,2 \text{ МПа}$ ;
- температура газу,  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура діетиленгліколю,  $t_{\text{ДЕГ}} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- склад газу – наведено на стор. 70;
- концентрації діетиленгліколю:

на вході в абсорбер –  $99,8 \text{ \% мас.}$ ;

на виході з абсорбера –  $99,4 \text{ \% мас.}$ ;

- точка роси газу по волозі:

на вході в абсорбер –  $(-11,6) \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– об’ємна витрата газу –  $1,0 \div 1,28 \text{ млн.м}^3/\text{добу}$ ;

- об’ємна витрата діетиленгліколю –  $22 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Під час досліджень використовувалися такі прилади:

- продуктивність абсорбера – за приладами БЛО з вторинним приладом “Сапфір”;

- компонентний склад газу – періодично хроматографічно (хроматограф ЛХМ-80);
- надлишковий тиск газу фіксувався за показами зразкових манометрів на вході та на виході з абсорбера;
- температуру точки роси газу по волозі визначали приладом “Харків-2М”;
- температури контактуючих фаз вимірювали термометрами ртутними з ціною поділки  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- подача регенованого діетиленгліколю визначалась за показами камерних діафрагм, змонтованих на підвідних трубопроводах до абсорберів, з вторинним приладом КСУ-2-027;
- механічне винесення діетиленгліколю з абсорберів вимірювали приладом ИУЖ згідно з інструкцією ГРП 251.00.000 ТО та візуально через змонтовану на вихідній лінії засувку ЗКС-40-160;
- концентрацію вологи в розчині діетиленгліколю визначали методом відгону.

За час досліджень було досягнуто швидкості газу через масообмінну зону до  $0,394\text{ м/с}$  за робочих умов. При цьому не було зафіксовано винесення діетиленгліколю ні візуально, ні за допомогою приладу ИУЖ. Точка роси по волозі на виході з абсорбера склала  $(-22,8)\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

За паспортом номінальна продуктивність реконструйованого абсорбера складає  $1,6\text{ млн.м}^3$  газу за годину при тиску  $p = 5,2\text{ МПа}$  та температурі  $t_2 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , що відповідає швидкості газу в розрахунку на повний переріз масообмінної зони  $0,47\text{ м/с}$  за зазначених умов. Однак, перевірити роботу абсорбера при номінальному навантаженні не було можливості через ступінчате регулювання витрати газу на УПГ (за допомогою включення в роботу чи виключення працюючих паралельно інших абсорберів).

Так як еквівалентні діаметри каналів в регулярній насадці фірми „Sulzer” і досліджуваного трубчастого елемента за варіантом №1 приблизно однакові, можна прогнозувати, що критичні швидкості для них повинні бути приблизно однаковими. З врахуванням наявності в трубчастому тепломасообмінному елементі спі-

ралі та турбулізатора слід очікувати нижчих критичних швидкостей для нього порівняно з насадкою фірми „Sulzer”. З таблиці 3.1 та рис. 3.7 виходить, що значення критичної швидкості початку режиму підвисання при тиску  $5,2 \text{ МПа}$ , отримане за рівнянням (3.6), на 10,2 % менше від номінальної проектної швидкості для насадки фірми „Sulzer”, що свідчить про надійність отриманих результатів.

Фактор швидкості дозволяє на основі порівняння оцінити максимальні робочі швидкості газу в апараті, і, відповідно, його максимальну продуктивність.

При дослідженнях трубчастого тепломасообмінного елемента отримано найбільше значення фактора швидкості біля 3,414 для початку режиму підвисання та 4,4 для початку режиму захливання елемента зі спіраллю 65 мм. Ці значення фактора швидкості свідчать про високі можливості даної трубчастої насадки порівняно з іншими контактними пристроями. Так, П'ятничко О.І. та Крушневич Т.К. [20] при дослідженні горизонтального касетного абсорбера із затопленою насадкою встановили, що при значенні  $F_s$  більше за 1,2 має місце істотне винесення абсорбенту.

Слід зауважити, що наведені значення  $F_s$  для досліджуваного тепломасообмінного елемента не є остаточними: збільшивши крок вічок та зменшивши кут нахилу пелюсток відносно вертикальної осі завихрювача або розмістивши їх ближче до краю смуги, можна ще збільшити значення фактора швидкості без значного зменшення тепло- чи масообмінних властивостей. Аналогічно впливає на зміну фактора швидкості зменшення діаметру дроту спіралі, а також збільшення її кроку.

### 3.2. Дослідження гідравлічного опору трубчастої насадки

Гідравлічний опір масообмінного апарату – одна з найважливіших його характеристик. Від величини гідравлічного опору напряму залежать експлуатаційні затрати на його подолання потоком газу. Тому при проектуванні будь-якого масообмінного обладнання важливо знати, який гідравлічний опір воно матиме.

Як вже вказувалося в підрозділі 3.1, визначення гідравлічного опору двофазного нестационарного потоку – складне завдання. Історично це завдання існує понад сто років, але поки що надійних теоретичних розв'язків вона не має.

В даному випадку з досліджуваним трубчастим тепломасообмінним елементом доцільно застосувати, як це було з'ясовано в розд.1, експериментальний шлях розв'язання завдання на засадах теорії подібності. Така методика була використана рядом вчених і дала надійні результати для практичного використання.

Загальну втрату тиску потоку газу в трубчастому тепломасообмінному елементі можна подати у вигляді суми елементарних перепадів тиску за принципом накладання втрат:

$$\Delta p = \Delta p_{вх} + \Delta p_{м} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{вих} , \quad (3.11)$$

де  $\Delta p_{вх}$ ,  $\Delta p_{вих}$  – місцеві втрати тиску на вході і на виході з елемента, які визначаються стисненням потоку на вході в елемент і розширенням газового потоку за законами вихрової течії на виході з елемента;

$\Delta p_{м}$  – місцеві втрати в трубчастому елементі;

$\Delta p_{тр}$  – втрати тиску на тертя об потік рідини та стінки елементів насадки.

В такому випадку досліджують кожну складову правої частини рівняння (3.11), що вимагає громіздких експериментів.

З іншого боку, перепад тиску потоку газу в трубчастому тепломасообмінному елементі можна розрахувати за відомим рівнянням:

$$\Delta p = \xi_3 \frac{\rho_g \cdot w_g^2}{2} ,$$

де  $\xi_3$  – загальний або сумарний коефіцієнт гідравлічного опору трубчастого елемента.

Загальний коефіцієнт гідравлічного опору трубчастої насадки можна виразити через критерій Ейлера:

$$\xi_3 = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_2 \cdot w_2^2} = 2Eu \quad .$$

Отже, тепер завдання визначення перепаду тиску потоку газу в трубчастому тепломасообмінному елементі зводиться до визначення залежності між критеріями подібності, які характеризують даний процес. Така форма запису в подальшому дозволить за другою теоремою подібності одержати узагальнене критеріальне рівняння, а на засадах третьої теореми подібності виконувати масштабні переходи від моделі до реальних об'єктів.

На даний час ще немає надійного методу, за допомогою якого можна було б визначити тип найбільш раціональної формули для апроксимації дослідних даних [14]. Ідеальна емпірична формула повинна достатньо точно представляти експериментальні дані і одночасно бути достатньо простою.

Тому тип апроксимуючого рівняння визначався шляхом отримання дослідних залежностей визначуваного критерія від визначальних критеріїв.

Як уже зазначено в підрозділі 3.1, основним режимом для практичного використання трубчастого тепломасообмінного елемента є перший режим, при якому відбувається вільне стікання плівки рідини. Тому для отримання критеріального рівняння детально досліджувався саме цей режим, який допускає зміну подачі фаз в широких межах і відрізняється стабільністю гідравлічного опору при фіксованих значеннях подач контактуючих фаз.

На рисунку (3.8) наведено графіки залежності критерія  $Eu_2$  від критерія  $Re_2$ .

Зі збільшенням критерія  $Re_2$  критерій  $Eu_2$  незначно зростає в зв'язку зі збільшенням сил тертя на межі розподілу фаз. Крім того кут нахилу кривих залежності дещо збільшується з ростом критерія  $Re_p$ , що можна пояснити зростанням кількості стікаючої рідини в трубчастій насадці (ростом товщини плівки) і, відпові-

дно, звуженням вільного перерізу для руху газу, завдяки чому більш інтенсивно зростає перепад тиску газової фази.

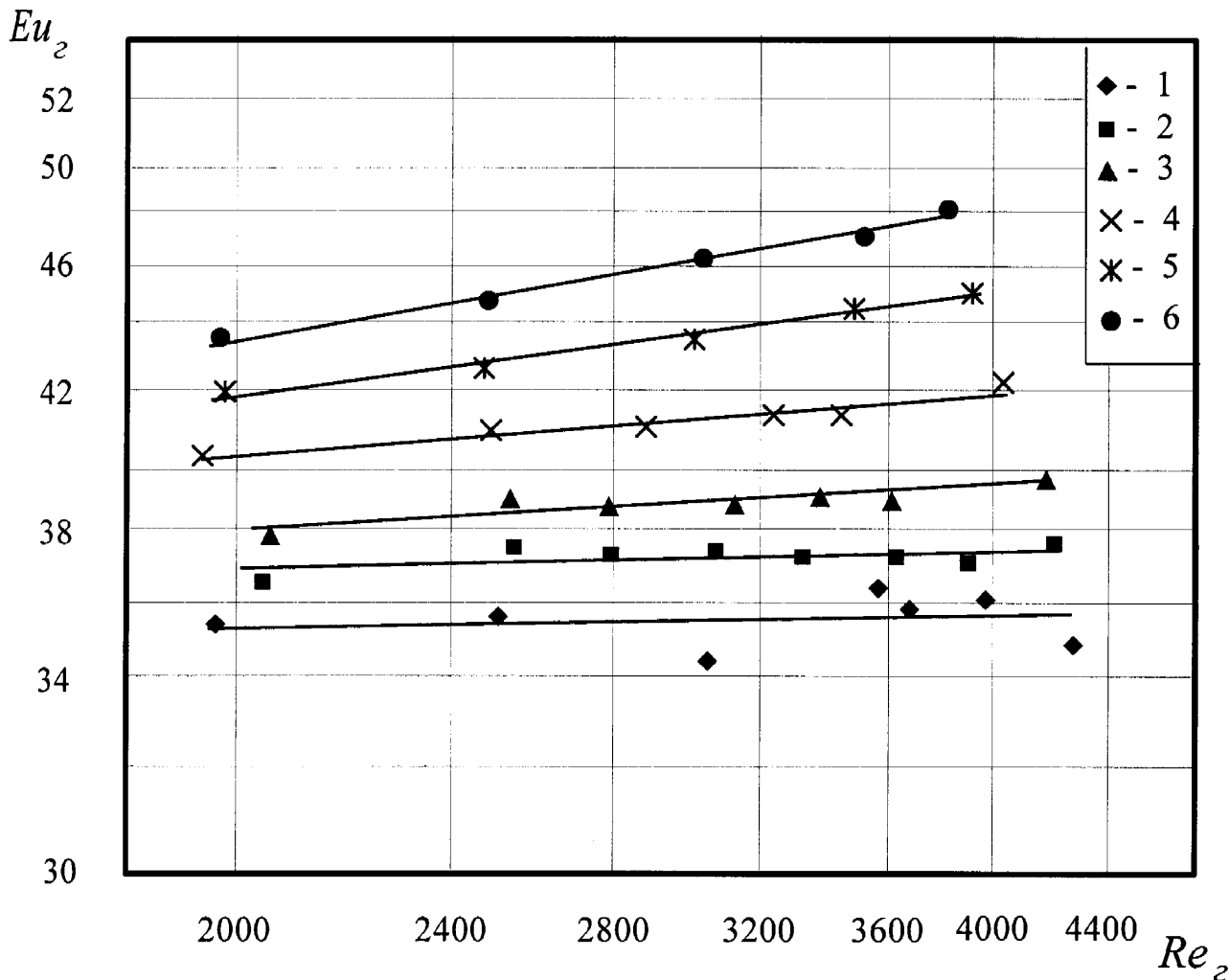


Рис 3.8. Залежність критерія Ейлера  $Eu_2$  від критерія Рейнольдса  $Re_2$  для трубчастого теплообмінного елемента за варіантом №1 при  $Pr_p = 70 \pm 1,5$  та значеннях  $Re_p$ : 1 – 26,9; 2 – 38,9; 3 – 46,4; 4 – 49,4; 5 – 61,0; 6 – 69,1.

Зміна критерія  $Re_p$  спричиняє більш істотний вплив на критерій Ейлера порівняно з  $Re_2$  (рис.3.9), що пов'язано із прямою залежністю товщини плівки від цього критерія. При збільшенні критерія  $Re_p$  удвічі критерій Ейлера  $Eu_2$  зростає в середньому на 25 %. Аналогічний характер мають ці ж залежності при інших значеннях критерія Прандтля рідини та спіралях іншого кроку.



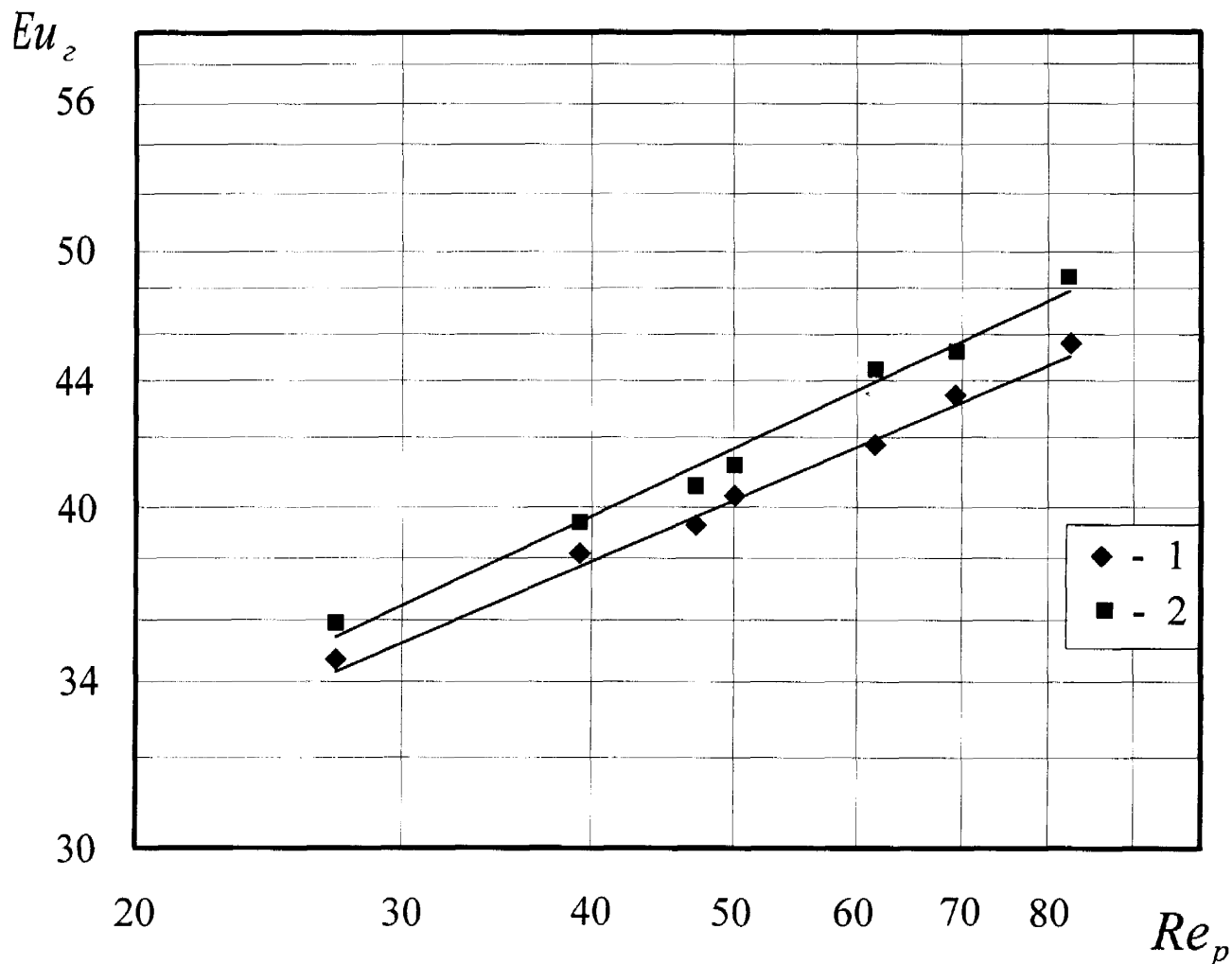


Рис. 3.9. Залежність критерія Ейлера  $Eu_z$  від критерія Рейнольдса  $Re_p$  для трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1 при  $Pr_p = 70 \pm 1,5$  та значеннях  $Re_z$ : 1 –  $2000 \pm 30$ ; 2 –  $3000 \pm 30$ .

За дослідженнями Левича В.Г. [84] та Кутателадзе С.С. і Стириковича М.А. [79] в трубці із зрошуваними стінками спостерігаються два режими ламінарної течії плівки залежно від величини  $Re_p$ :

- ламінарна течія плівки з рівною поверхнею розділу фаз ( $Re_p < 30$ );
- ламінарна течія плівки з хвильовою поверхнею розділу фаз ( $Re_p = 30 \div 1000$ ).

В наших дослідах на трубці з прозорими стінками в межах зміни  $Re_p = 13 \div 145$  хвильових явищ на поверхні плівки не спостерігалось на всіх варіантах трубчастої насадки. Цей результат слід тлумачити стабілізуючим впливом спіралі на характер ламінарної течії плівки.

На рисунку (3.10) наведено залежність критерія Ейлера  $Eu_z$  від критерія Прандтля  $Pr_p$ . Збільшення критерія Прандтля  $Pr_p$  сприяє росту критерія Ейлера  $Eu_z$  при незмінних значеннях критеріїв  $Re_z$  та  $Re_p$ .

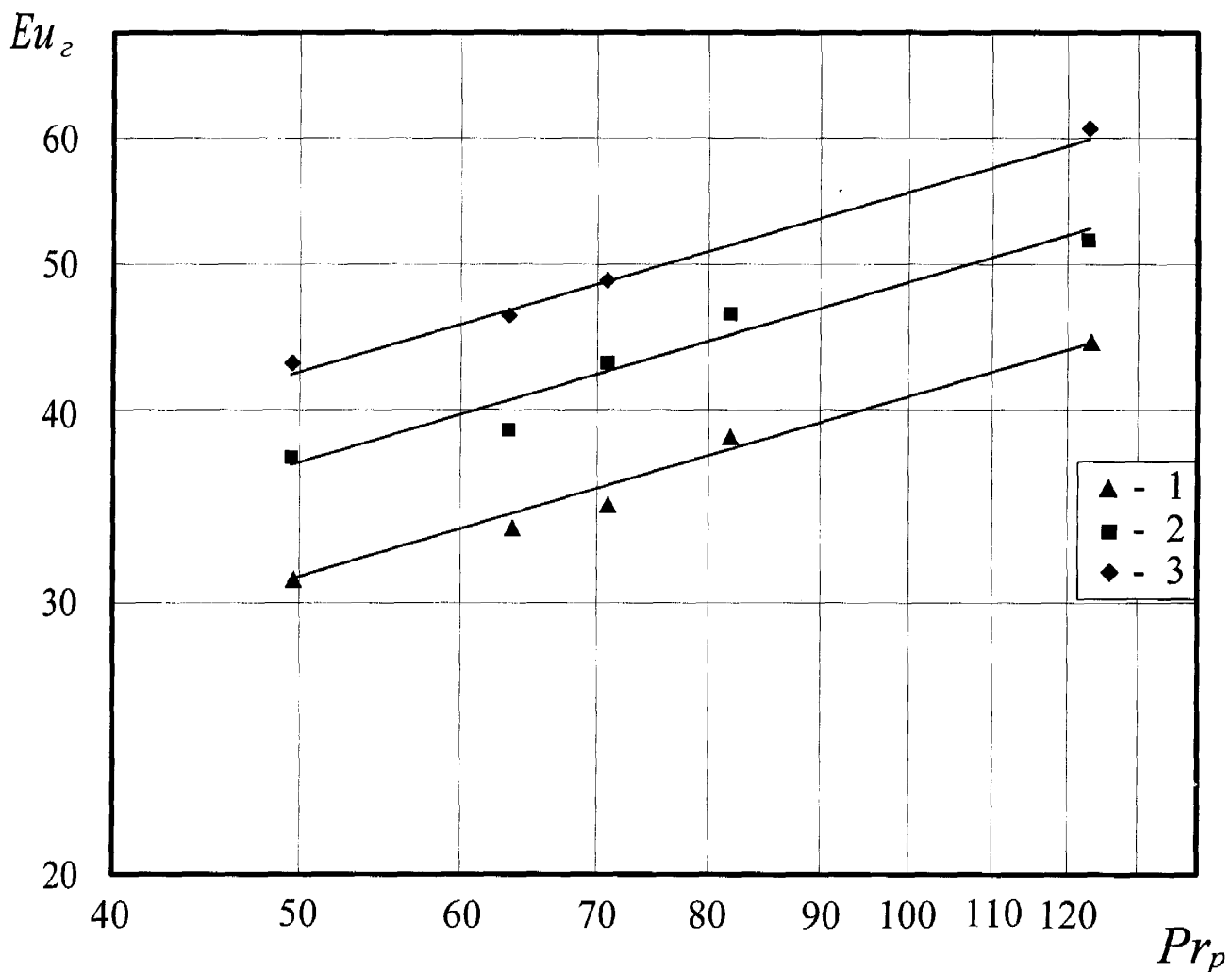


Рис. 3.10. Залежність критерія  $Eu_z$  від критерія Прандтля  $Pr_p$  для трубчас-

того тепломасообмінного елемента за варіантом №1 при: 7

1 –  $Re_z = 2100 \pm 35$ ,  $Re_p = 35 \pm 2$ ;

2 –  $Re_z = 3200 \pm 15$ ,  $Re_p = 55 \pm 4$ ;

3 –  $Re_z = 4000 \pm 55$ ,  $Re_p = 80 \pm 3$ .

Товщина плівки  $S$  в трубці без насадки може бути розрахована теоретичним рівнянням [79,84]:

$$S = 0,9058 \frac{\mu_p}{\rho_p^{2/3}} \left( \frac{4\Gamma}{g} \right)^{1/3} .$$

Отже, товщина плівки змінюється прямо пропорційно в'язкості рідини і обернено пропорційно густині рідини в степені  $\frac{2}{3}$ . Тобто, вплив в'язкості на товщину плівки є більш істотним, ніж густини. Тому, при зростанні критерія Прандтля рідини товщина плівки збільшується, що призводить до затримки рідини в трубчастій насадці в більшій кількості і обумовлює зростання гідравлічного опору та критерія Ейлера.

На рисунку (3.11) як приклад наведено залежність критерія Ейлера  $Eu_z$  від кроку спіралі  $Z_c$ . Збільшення кроку спіралі призводить до зменшення критерія Ейлера  $Eu_z$ , що пояснюється зростанням кута нахилу витків спіралі, і, як результат, прискоренням течії рідини під дією гравітаційних сил та, відповідно, зменшенням затримки рідини в трубчастій насадці. Завдяки цьому плівка рідини стає тоншою, що, в свою чергу, зменшує опір руху газу. Аналогічний характер має ця ж залежність при інших значеннях  $Re_z$ ,  $Re_p$  та  $Pr_p$ .

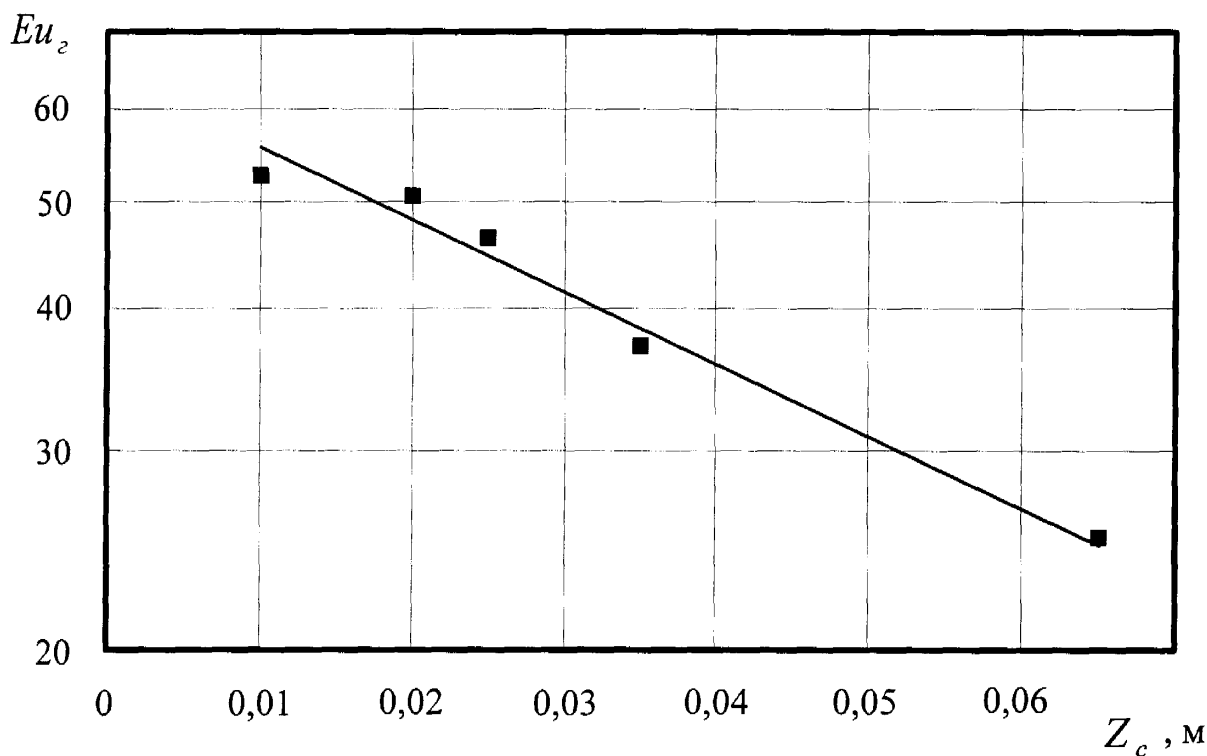


Рис. 3.11. Залежність критерія Ейлера  $Eu_n$  від кроку спіралі  $Z_c$  для трубчастого тепломасообмінного елемента за варіантом №1 при:  
 $Re_z = 3200 \pm 57$ ;  $Re_p = 40,5 \pm 2$ ;  $Pr_p = 70,7 \pm 1,5$ .

Із врахуванням вище викладених результатів досліджень узагальнене критеріальне рівняння (2.2) (розд.2) набирає вигляду:

$$Eu_z = a \cdot Re_z^{n_1} \cdot Re_p^{n_2} \cdot Pr_p^{n_3} \cdot \exp\left(-n_4 \frac{Z_c}{Z_0}\right), \quad (3.12)$$

де  $a, n_1 - n_4$  – дослідні коефіцієнти;

$Z_0 = 1$  м – умовний крок спіралі, прийнятий при обробці дослідних даних для утворення безрозмірного симплексу в рівнянні (3.12) [14].

Дослідні коефіцієнти рівняння (3.12) визначені шляхом обробки всього масиву даних за методом найменших квадратів, викладених для подібних випадків в монографії Щиголева Б.М. [99].

В результаті критеріальне рівняння (3.12), в якому загальна втрата тиску потоку газу віднесена до одного метра висоти трубчастої насадки, набуло вигляду:

$$Eu_n = 2.41196 \cdot Re_z^{0,057} \cdot Re_p^{0,323} \cdot Pr_p^{0,38} \cdot \exp\left(-14,638 \cdot \frac{Z_c}{Z_0}\right). \quad (3.13)$$

Рівняння (3.13) адекватно описує дослідні дані в діапазоні зміни критеріїв:  $Re_z = 1700 \div 4300$ ;  $Re_p = 13 \div 145$ ;  $Pr_p = 50 \div 130$  та кроку спіралі  $Z_c = 10 \div 70$  мм.

Аналіз рівняння (3.13) свідчить, що найбільш істотно впливають на критерій Ейлера для трубчастого тепломасообмінного елемента фізичні властивості рідини і крок спіралі. Менше впливає режим течії рідкої фази, а найменший вплив має режим течії газової фази.

Дослідні дані адекватно описуються узагальненим критеріальним рівнянням (3.13) з точністю  $\pm 14$  % (рис. 3.12):

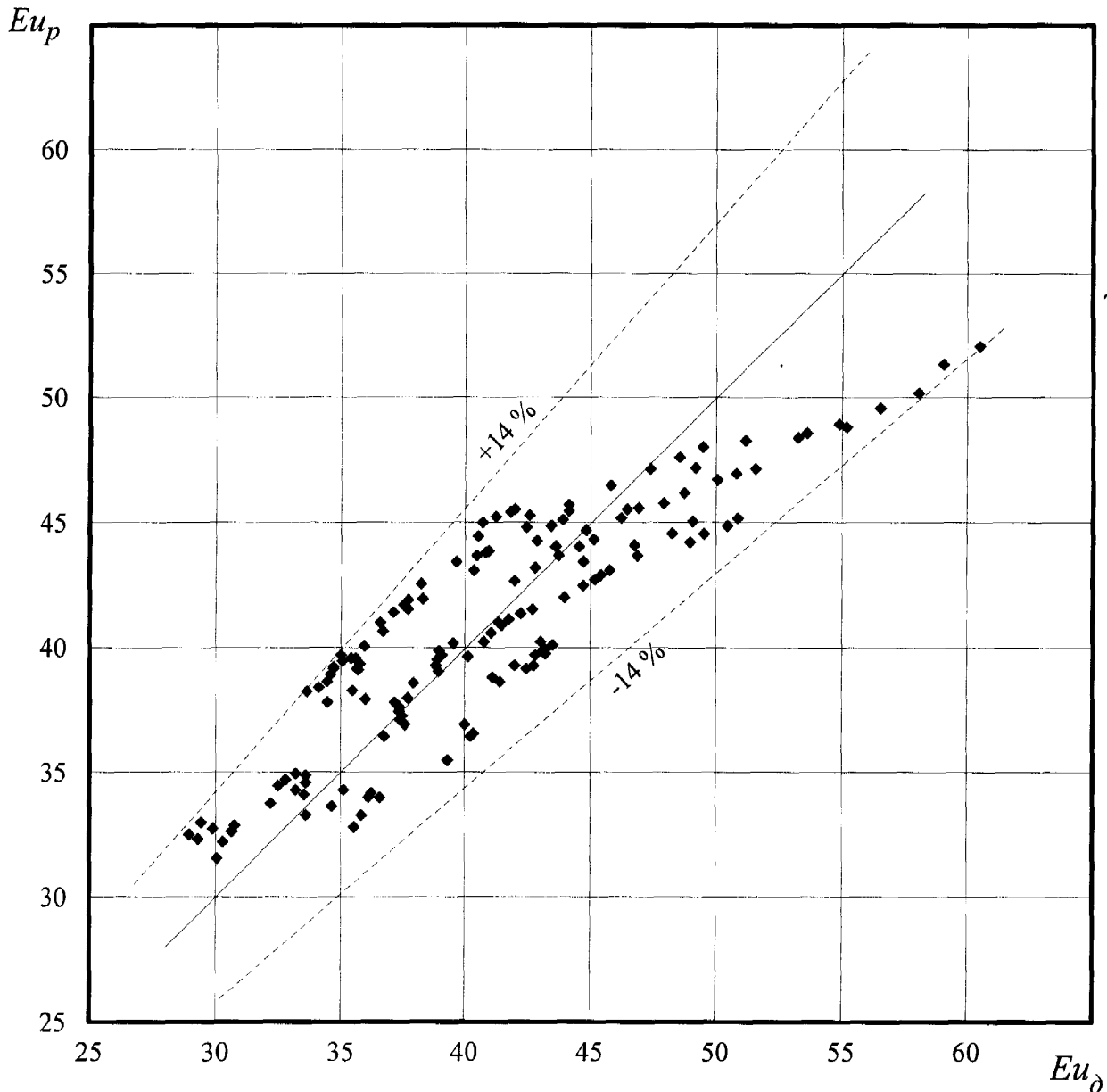


Рис. 3.12. Співставлення дослідних і розрахункових значень критерія  $Eu_n$

$$Re_z = 1700 \div 4300; Re_p = 13 \div 145; Pr_p = 50 \div 130; Z_c = 10 \div 70 \text{ мм.}$$

Співставлення рівняння (3.13) з рівнянням, яке отримав В.Г.Рябих на такій же системі „газ – рідина” в апараті із закрученими потоками [100], показує, що характер впливу критерія Рейнольдса газу  $Re_z$  на критерій  $Eu_z$  в трубчастому тепломасообмінному елементі протилежний і значно менш істотний (показник степеня при  $Re_z$  0,057 проти -0,33). Характер впливу  $Re_p$  та  $Pr_p$  в обох пристроях ідентичний, причому для трубчастого тепломасообмінного елемента він більший приблизно в 2,5 рази для обох критеріїв.

## Висновки

1. Шляхом візуальних спостережень за роботою трубчастого тепломасообмінного елемента та за графіками  $\Delta p = f(w)$  встановлено наявність чотирьох режимів його роботи, з яких перший режим – вільного стікання рідини рекомендується як експлуатаційний.

2. Отримано апроксимаційні залежності визначення критичних швидкостей режимів підвисання рідини та захлинання трубчастого тепломасообмінного елемента залежно від параметрів контактуючих фаз та характеристик елемента.

3. При моделюванні роботи трубчастого тепломасообмінного елемента за фактором швидкості в діапазоні абсолютних тисків газу до 7 МПа та з врахуванням отриманих результатів дослідження горизонтального абсорбера з регулярною насадкою фірми „Sulzer” установки підготовки газу Богородчанського ЛВУМГ, встановлено, що отримані нами залежності визначення критичних швидкостей зміни режимів адекватно описують реальні умови експлуатації.

4. Доведено, що досліджуваний трубчастий елемент забезпечує необхідну продуктивність порівняно з барботажними контактними пристроями.

5. Встановлено характер і міру впливу визначальних критеріїв подібності на критерій Ейлера, а, отже, і на гідравлічний опір трубчастого елемента.

6. Отримана критеріальна залежність для розрахунку гідравлічного опору трубчастої насадки адекватно описує дослідні дані з точністю  $\pm 14\%$ .

## РОЗДІЛ 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ЕЛЕМЕНТА

#### 4.1. Вплив конструктивних характеристик завихрювачів трубчастої насадки на інтенсифікацію теплообміну

При розташуванні в трубчастому елементі завихрювачів рідинної та газової фаз слід очікувати інтенсифікації міжфазних процесів теплообміну чи масообміну, або разом взятих. При виникненні, завдяки завихрювачам, обертових рухів фаз утворюються відцентрові сили, які можуть призвести до вторинних течій – циркуляцій. Механізм виникнення вторинних течій в потоці, який обертається, ідентичний аналогічному процесу при русі теплоносія в криволінійному каналі: в поперечному перерізі каналу утворюється поле масових сил, яке здатне утворити циркуляцію у формі парного вихора – вторинної течії першого роду. Окрім того, та частина течії, що омиває стінку труби, рухається в площині поперечного перерізу труби вздовж увігнутої поверхні і тому в пограничному шарі створюються сприятливі умови для виникнення вихорів Гейлора-Гьортлера, а в потоці можливі вторинні течії другого роду [101].

Поле масових сил, від форми якого залежить можливість виникнення вторинних течій та їх інтенсивність, безпосередньо пов'язане з розподілом швидкостей в потоці, який залежить від конструкції завихрювача. Протягом початкового періоду розвитку вторинних течій поле швидкостей конкретної фази є основною причиною, а після встановлення характеру течії – наслідком вторинних течій.

Таким чином, під дією завихрювача в газовій фазі можуть існувати вторинні течії як першого, так і другого роду.

При тангенціальній подачі потоку рідини на внутрішню поверхню труби насадки відсутні радіальні спрямовуючі-стінки, тому відсутні вторинні течії першого роду, а можуть утворюватися тільки вторинні течії другого роду. З огляду на ламінарний режим руху півки рідини по спіралі на внутрішній поверхні труби

(розд.3) не слід очікувати значного впливу цих вторинних течій на процес розподілення теплового потоку по товщині плівки.

Течія газу, яка контактує з рухомою плівкою рідини та стінкою труби, умовно поділяється на три зони: в'язкий шар, що безпосередньо контактує з рідиною та стінкою труби, буферний або перехідний шар і ядро потоку. Слід зауважити, що в'язкий шар не може знаходитись у повністю незбуреному стані з двох причин: по-перше, плівка рідини рухається в протитечії з цим пристінним шаром, по-друге, окремі макроелементи газу періодично відриваються від стінки і переносяться в ядро потоку. Механізм останнього явища повністю ще не вивчений, але найімовірніше цей процес обумовлений нестійкістю в'язкого пристінного шару. Мікроелемент газу, який відірвався від стінки, замінюється іншою часткою газу з більшою енергією із віддаленої від поверхні контакту фаз. Вторинні ж течії, які виникають під дією відцентрових сил, інтенсифікують обмін між ядром потоку і його пристінним в'язким шаром.

Стрічковий завихрювач газу, крім зазначеного вище ефекту інтенсифікації теплообміну, в певній мірі збільшує поверхню теплообміну, тобто створює ефект оребрения: сприйнята завихрювачем теплота внаслідок неізотермічності течії газу в поперечному перерізі трубчастої насадки передається шляхом теплопровідності від периферії до осі труби при нагріванні газу і навпаки, при охолодженні газу в трубчастій насадці. Згідно даних Щукіна В.К. [88] стрічковий гвинтовий завихрювач при щільному контакті зі стінкою труби створює ефект оребрения, який може збільшити тепловий потік від газу до стінки труби приблизно до 30 %. У випадку теплообміну плівки рідини з потоком газу стрічковий завихрювач має точкові контакти тільки з витками спіралі і тому такого значного ефекту оребрения не створює.

В таблиці 4.1 наведені типові результати порівняльних експериментів з визначення міри інтенсифікації теплообміну між потоками газу (повітря) і рідини (трансформаторна олива) залежно від конструктивного оформлення трубчастої насадки внутрішнього діаметра 25 мм. Спіраль та завихрювач – за варіантом №1, щільність зрошення та температури фаз – рис. 4.1.



Таблиця 4.1

Вплив конструктивного складу трубчастої насадки на  
коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$

| Конструктивний склад<br>трубчастої насадки       | Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_2$ ( $Вт/(м^2 \cdot К)$ ) в розрахунку на внутрішню поверхню труби при середніх швидкостях течії газу ( $м/с$ ) |       |       |
|--|---|-------|-------|
|  | 1,74  | 2,24  | 2,95  |
| Труба без спіралі і завихрювача газу             | 8,05  | 9,69  | 11,97 |
| Труба із завихрювачем газу за варіантом №1       | 18,37   | 28,85 | 42,94 |
| Труба з спіраллю та завихрювачем за варіантом №1 | 23,01   | 38,67 | 59,33 |

Слід відзначити істотну інтенсифікацію теплообміну, яку забезпечив завихрювач газової течії: в межах збільшення середньої швидкості течії на 70 % відбулося зростання коефіцієнта тепловіддачі від 2,28 до 3,59 разів. Поява спіралі в трубчастій насадці поряд із завихрювачем, в свою чергу, інтенсифікує процес і коефіцієнт тепловіддачі зростає в межах від 25,3 % ( $w = 1,74$  м/с) до 38,2 % ( $w = 2,95$  м/с), якщо за 100 % приймати коефіцієнт тепловіддачі труби із завихрювачем. А порівняно з порожньою трубою завихрювач та спіраль спільно забезпечують збільшення коефіцієнта тепловіддачі у 2,86 разів при  $w = 1,74$  м/с і у 4,96 разів при  $w = 2,95$  м/с [102].

Знаходження найбільш оптимального варіанту конструкції завихрювача і спіралі є важливим завданням. Для розв'язання його потрібно розробляти і виготовляти нові штампи та оснастки – виробити точного машинобудування, що в умовах обмеженого фінансування пошукових наукових досліджень є проблематичним.

Застосування завихрювачів, за патентом [87], має ряд переваг порівняно з лрічковим гвинтовим завихрювачем, а саме:

– попередні дослідження показали, що для інтенсифікації процесу теплообміну між контактуючими фазами немає потреби турбулізувати весь газовий потік. Достатньо вплинути на невеликий шар газового потоку біля межі контакту фаз.

Завдяки розміщенню пелюсток ближче до краю полотна завихрювача є можливість турбулізувати саме пристінний шар газового потоку, а ядро потоку не перемішувати, що зменшує гідравлічний опір трубчастої насадки в цілому порівняно із гвинтовим завихрювачем, який закручує весь потік;

– завдяки зміні напрямку відгину пелюсток відносно полотна завихрювача та зміні їх розміщення відносно осі елемента можна додатково інтенсифікувати тепломасообмінні процеси.

На рис. 4.1 наведено залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості газового потоку для трьох варіантів тепломасообмінного елемента в межах основного робочого режиму трубчастих насадок – вільного стікання рідини.

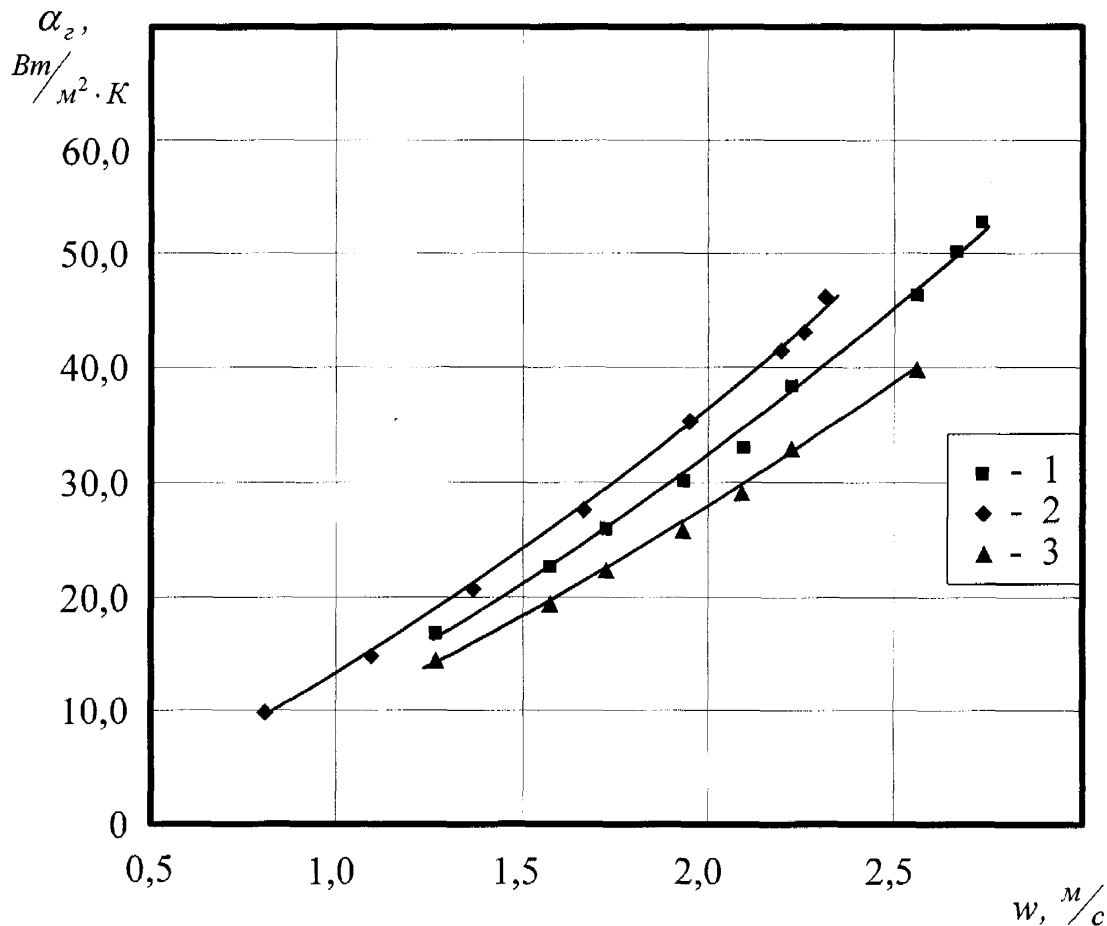


Рис. 4.1. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  від швидкості газового по-

току  $w$  для турбулізаторів виконаних за: 1 – за варіантом №1;

2 – за варіантом №2; 3 – за варіантом №3.  $t_2 = 20 \pm 2$  °C;  $t_p = 70 \pm 4$  °C;

$$\Gamma_p = 0,07 \pm 0,005 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}}.$$

Згідно з результатами дослідження видно, що найвищого коефіцієнта тепловіддачі при ідентичних умовах досягнуто на трубчастій насадці за варіантом №2. За коефіцієнтом тепловіддачі трубчаста насадка за варіантом №1 на 12 % поступається трубчастій насадці за варіантом №2, але на 15 % має вищий коефіцієнт тепловіддачі порівняно з варіантом №3. Однак, маючи переваги в інтенсивності тепловіддачі при низьких швидкостях газового потоку, трубчаста насадка за варіантом №2 має значно нижчі критичні швидкості підвисання і захливання, ніж трубчаста насадка за варіантом №1 та більший гідравлічний опір (рис.3.2). Отже, завдяки вищим робочим швидкостям в трубчастій насадці за варіантом №1 вдається досягнути найвищих значень коефіцієнта тепловіддачі. Тому для подальших досліджень взято аксіальний завихрювач за варіантом №1.

Зміною кроку вічок, куту нахилу пелюсток, розміщення пелюсток відносно осі потоку і т.д. можна досягнути більшої інтенсифікації теплообміну. Однак теоретичний розгляд цих варіантів та дослідження існуючих трубчастих насадок дають підстави констатувати, що при досягненні найбільш оптимальних параметрів завихрювача буде отримано незначного приросту ефективності теплообміну порівняно з запропонованим варіантом.

Також досліджено два варіанти підведення рідини в контактну зону масообмінного елемента:

– через шість тангенціально розташованих отворів діаметром 5мм у стінці труби;

– для покращення рівномірності розподілу рідини по периметру поперечного перерізу труби кількість отворів збільшена до восьми, а їх діаметр зменшено до 2 мм з метою створення напору в розподілюючому каналі (рис. 2.3).

Однак, дослідження показали відсутність впливу цих конструктивних змін на коефіцієнт тепловіддачі та на режими роботи трубчастої насадки. Це пояснюється тим, що течію плівки рідини в елементі організовує дротяна спіраль, а спосіб підведення рідини в трубчастий тепломасообмінний елемент не відіграє істотної ролі. Це істотно спрощує розподіл рідини в багатотрубному тепломасообмінному апаратами без внутрішніх завихрюючі елементів в трубах.

#### 4.2. Дослідження тепловіддачі в трубчастому тепломасообмінному елементі

Як вказувалося в розділі 3, існує декілька режимів роботи трубчастого тепломасообмінного елемента. З точки зору експлуатації основним є режим вільного стікання рідини – перший режим. Тому дослідження тепловіддачі проведено саме в межах цього режиму.

Вплив на інтенсифікацію тепловіддачі завихрювачів різних конструкцій і різних типорозмірів в межах однієї конструкції викладено в попередньому підрозділі. Тому в подальшому досліджували декілька варіантів спіралі з різним кроком та один варіант №1 завихрювача газової фази.

В результаті дослідження тепловіддачі в трубчастому тепломасообмінному елементі отримано залежності поверхневого коефіцієнта тепловіддачі від наступних параметрів:

- швидкості руху газової течії;
- густини зрошення трубчастого елемента рідиною;
- температури рідини на вході до елемента;
- кроку спіралі.

На рис. 4.2 наведено графіки зміни коефіцієнта тепловіддачі від швидкості газового потоку при різній густині зрошення елемента та однакової температурі рідини. При збільшенні швидкості руху газового потоку коефіцієнт тепловіддачі зростає, що пояснюється позитивним впливом вторинних течій, які інтенсифікують теплообмін між ядром потоку і в'язким пристінним шаром. Збільшення густини зрошення призводить до зменшення коефіцієнта тепловіддачі: чим більша густина зрошення, тим відповідна крива розміщується на рисунку нижче.

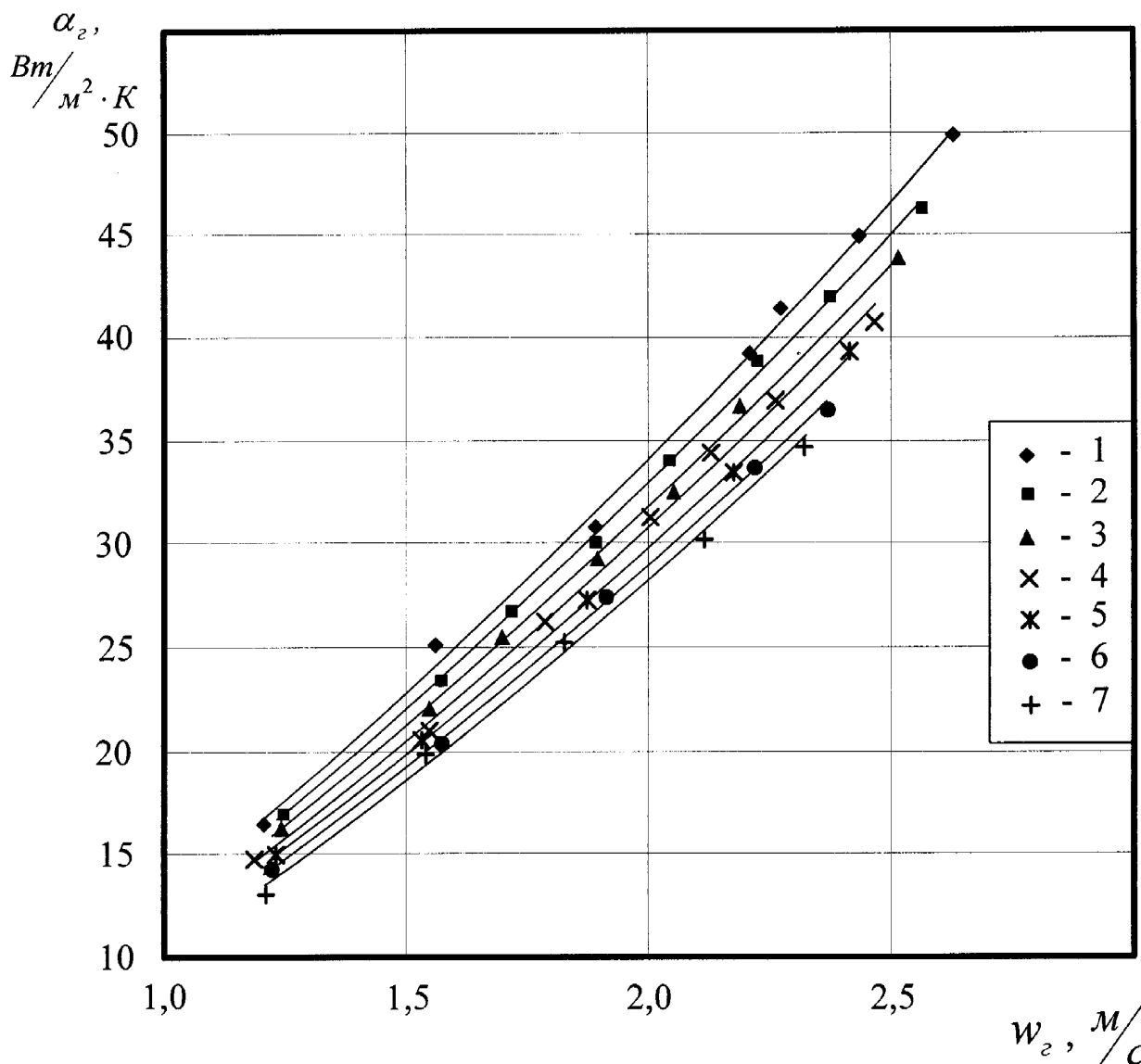


Рис.4.2. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  від швидкості газового потоку  $w_2$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при густинах зрошення  $\Gamma_p$ ,  $\frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}}$ : 1 – 0,026; 2 – 0,036; 3 – 0,043; 4 – 0,048; 5 – 0,059; 6 – 0,066; 7 – 0,078;  $t_p = 70 \pm 2$  °С.

Це також підтверджує рис. 4.3, в якому подано залежності коефіцієнта тепловіддачі від густини зрошення трубчастого тепломасообмінного елемента при незмінних швидкостях газового потоку та однаковій температурі рідкої фази. Така залежність свідчить про наявність ламінарного режиму руху плівки рідини в трубчастій насадці: зростання товщини плівки рідини при ламінарному русі збільшує її термічний опір теплопровідності, що, відповідно, гальмує теплообмін з газовою фазою. Витрати ж рідини в досліді підтримувались відносно невелики-

ми з метою максимального наближення відношення витрат контактуючих фаз до умов абсорбційного осушення природного газу та регенерації гліколів.

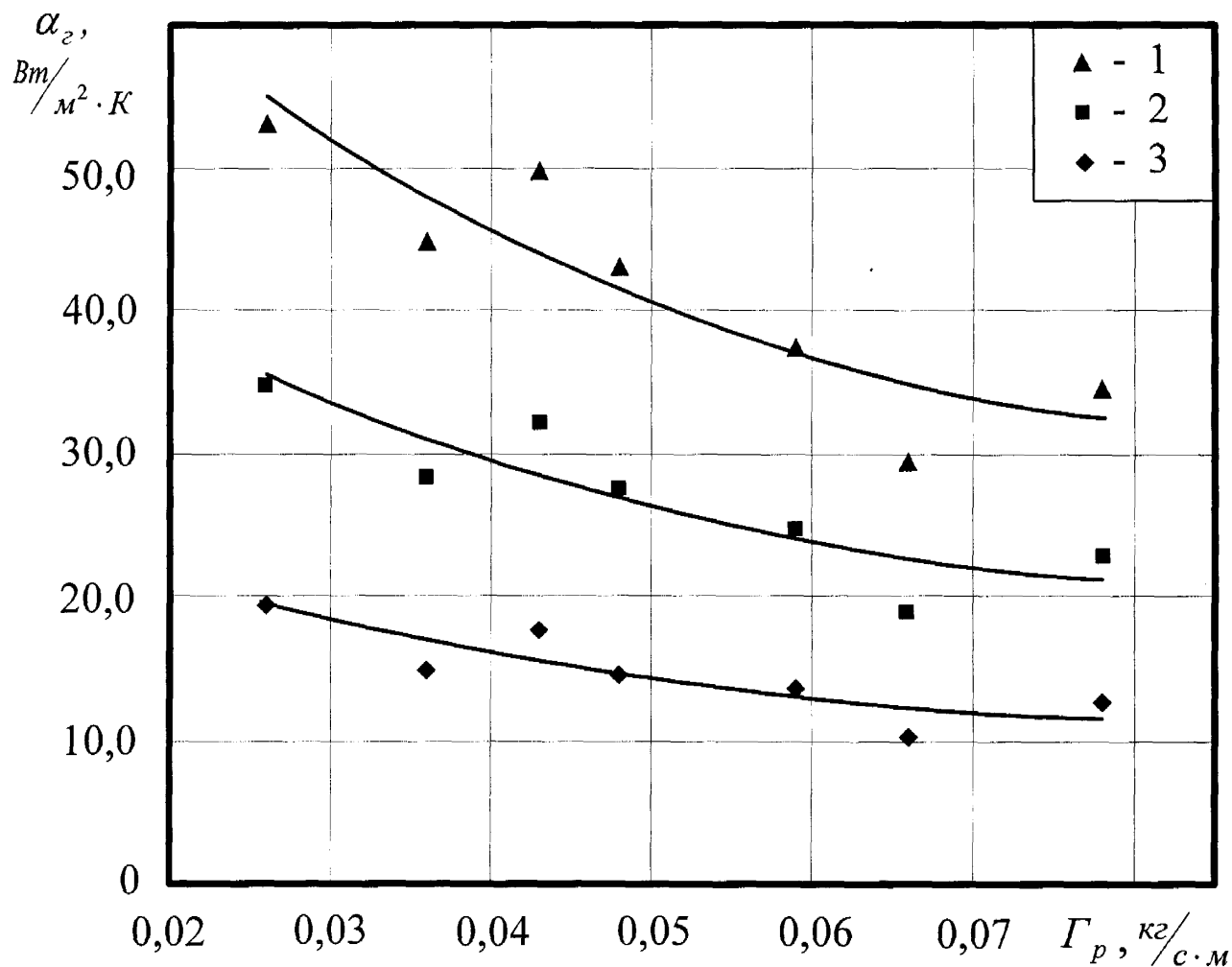


Рис. 4.3. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  від густини зрошення  $\Gamma_p$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при:  $t_p = 70 \pm 2$  °C і швидкостях газového потоку  $w_2$ ,  $\text{м/с}$ : 1 – 2,44; 2 – 1,85; 3 – 1,25.

На рис. 4.4 наведено залежність коефіцієнта тепловіддачі трубчастого тепломасообмінного елемента від температури рідкої фази. При збільшенні температури рідини має місце зменшення коефіцієнту тепловіддачі. Це пояснюється залежністю коефіцієнта теплопровідності трансформаторної оливи від температури: зростання температури спричиняє його зменшення. Так як тепловий потік по товщині плівки рідини розповсюджується за рахунок теплопровідності, то термічний опір плівки рідини зростає і погіршує теплообмін з газовою фазою.

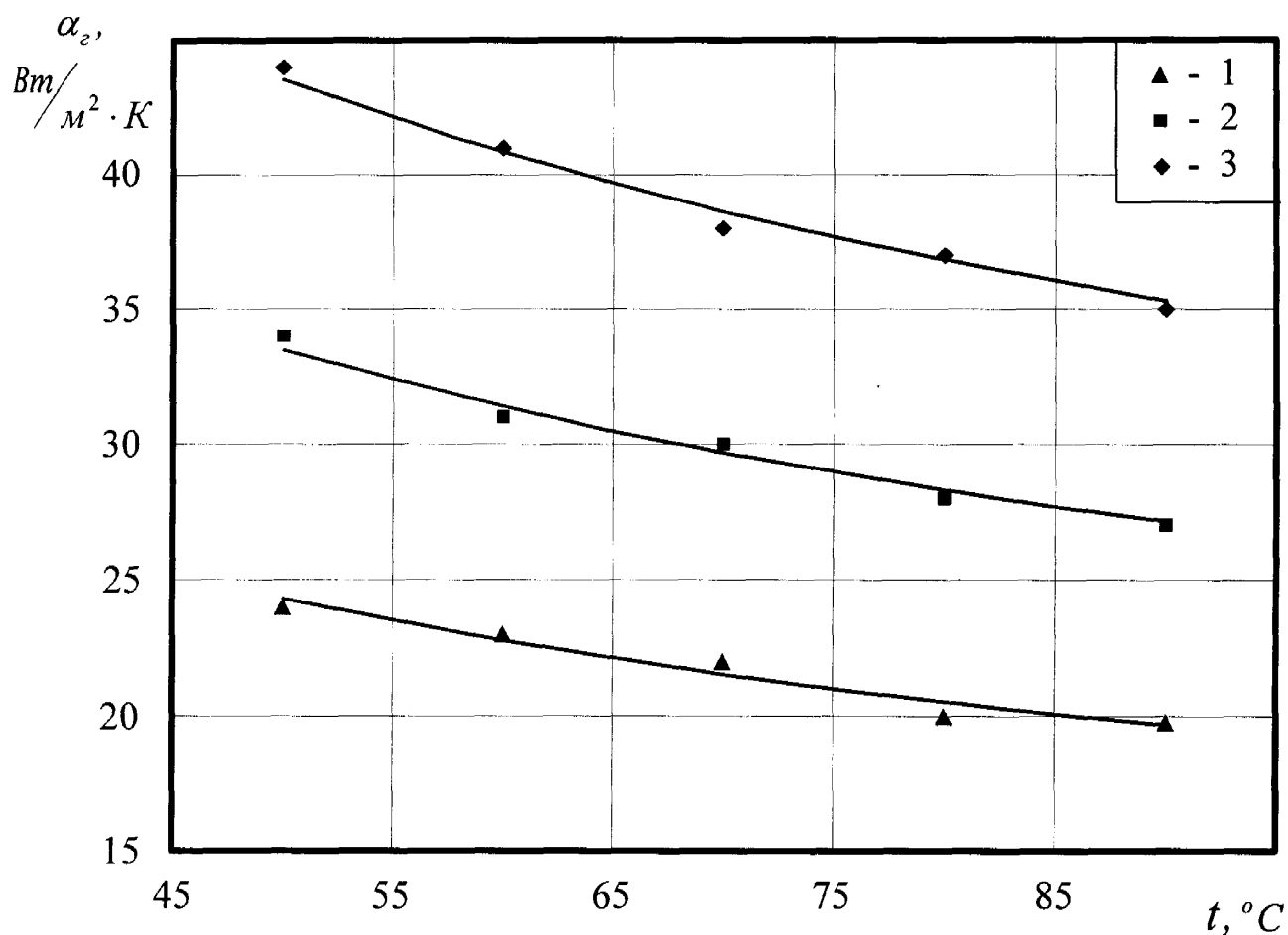


Рис. 4.4. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  від температури рідини  $t_p$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при:

$$1 - w_2 = 1,5 \pm 0,2 \text{ м/с}, \Gamma_p = 0,03 \pm 0,003 \text{ кг/с} \cdot \text{м};$$

$$2 - w_2 = 1,9 \pm 0,04 \text{ м/с}, \Gamma_p = 0,05 \pm 0,002 \text{ кг/с} \cdot \text{м};$$

$$3 - w_2 = 2,3 \pm 0,025 \text{ м/с}, \Gamma_p = 0,07 \pm 0,002 \text{ кг/с} \cdot \text{м}.$$

Вплив кроку спіралі на коефіцієнт тепловіддачі при незмінних параметрах контактуючих фаз, як приклад, наведено на рис. 4.5. Збільшення кроку спіралі призводить до зменшення коефіцієнту тепловіддачі: при меншому крокові спіралі збільшується кількість затриманої рідини в елементі та зростає поверхня контакту фаз. Внутрішня поверхня труби краще прогривається плівкою рідини, що, в свою чергу, також сприяє інтенсифікації теплообміну з газовою течією. При зростанні кроку спіралі в шість разів коефіцієнт тепловіддачі зменшується неістотно – на 5,5%.

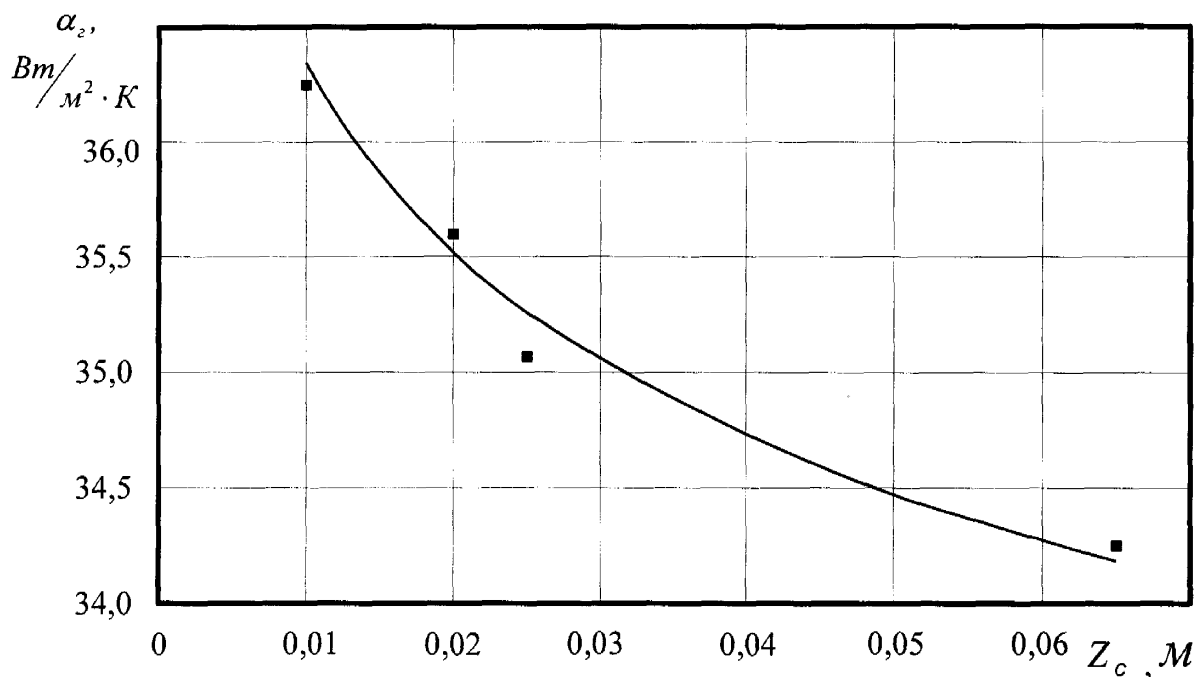


Рис. 4.5. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$  від кроку спіралі  $Z_c$  в трубчастому елементі  $w_2 = 2,2 \pm 0,025 \text{ м/с}$ ,  $\Gamma_p = 0,04 \pm 0,002 \text{ кг/с} \cdot \text{м}$ ;  $t_p = 60 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ . Завихрювач – за варіантом №1.

#### 4.3. Обробка результатів дослідження тепловіддачі в трубчастому тепло-масообмінному елементі в критеріальній формі

Для опису результатів експерименту теплообміну в трубчастому тепломасообмінному елементі використали залежність (2.6).

Тип функціональної залежності між числами подібності в рівнянні (2.6) визначали шляхом побудови графіків зміни критерія Нуссельта – визначуваного критерія від кожної з величин, які входять до рівняння.

На рис. 4.6 наведено залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від критерія Рейнольдса газового потоку  $Re_2$  при сталих значеннях критерія Рейнольдса рідини  $Re_p$  та критерія Прандтля  $Pr_p$ . Графічна обробка результатів експериментів показала, що в режимі вільного стікання рідини критерій Нуссельта  $Nu$  при збільшенні критерія Рейнольдса газу  $Re_2$  зростає при  $Re_p = idem$  і  $Pr_p = idem$ . Це пояснюється позитивним впливом турбулізації газової фази на міжфазний теплообмін і



центрифугуванням холодніших, осьових об'ємів газу до в'язкого пристінного шару. Зростання критерія  $Re_2$  у (3800/2300) 1,65 рази призводить до збільшення критерія  $Nu$  у середньому в 2 – 2,2 рази.

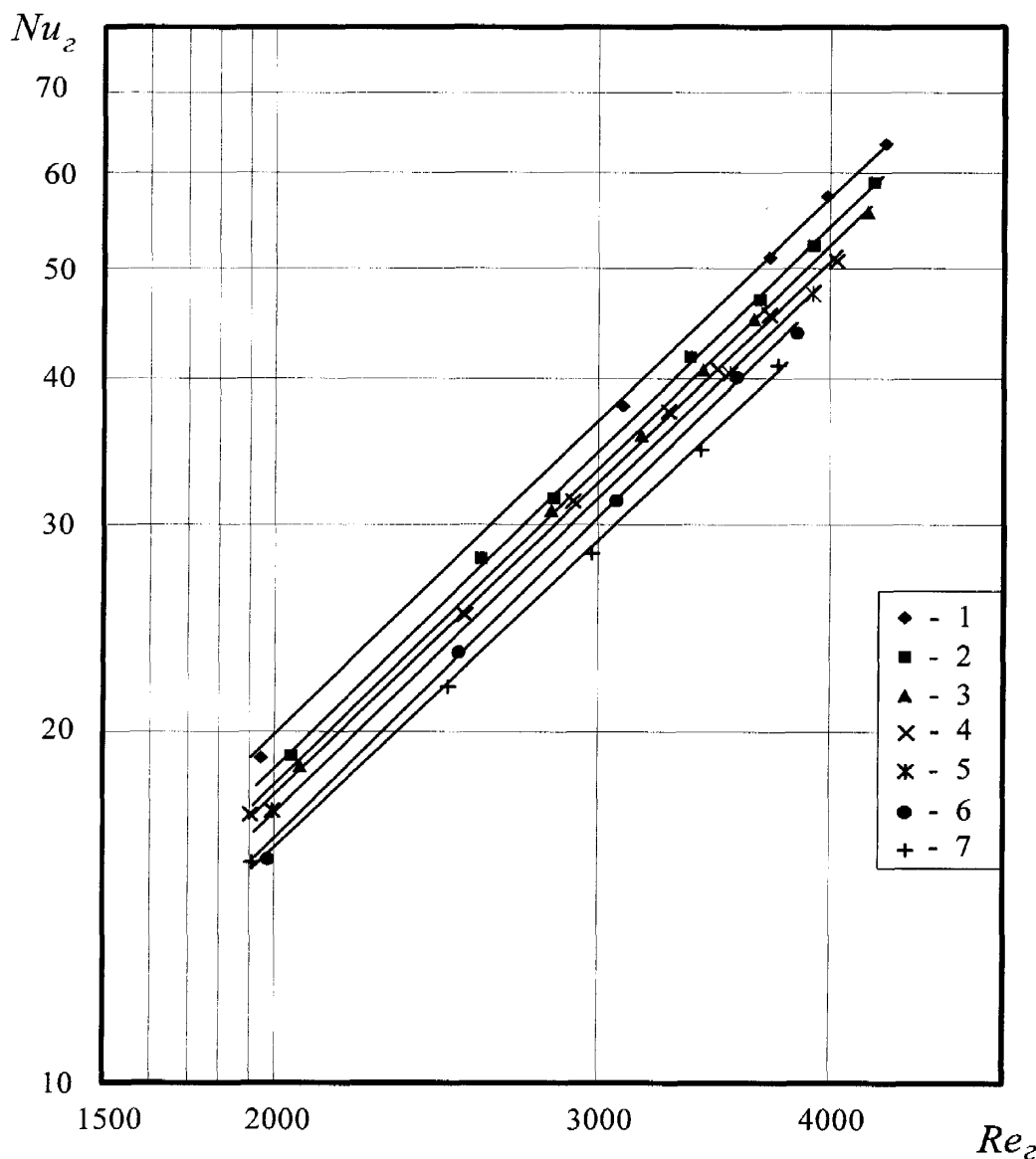


Рис. 4.6. Залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від критерія Рейнольдса газу  $Re_2$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при:  $Pr_p = 70,5 \pm 1,5$ ;  $Re_p$ : 1 – 27,0; 2 – 39,0; 3 – 46,4; 4 – 49,4; 5 – 61,0; 6 – 69,1; 7 – 81,9.

Наведений на рис. 4.6 графік  $Nu = f(Re_2)$  в логарифмічних координатах

свідчить на користь доцільності апроксимаційної залежності:

$$Nu = a_1 \cdot Re_2^{k_1} \quad (4.1)$$

де  $a_1$ ,  $k_1$  – дослідні коефіцієнти.

Вплив критерія Рейнольда рідини  $Re_p$  критерій Нуссельта обернений до впливу  $Re_2$  та  $Pr_p$ , що також ілюструється рис. 4.7. Це ще раз свідчить про наявність ламінарного режиму руху плівки рідини вздовж дротяної спіралі. При збільшенні витрати оливи, а значить і критерія Рейнольдса, зростає товщина плівки, що збільшує термічний опір теплопровідності плівки. В результаті зменшується коефіцієнт тепловіддачі (рис. 4.3) і зменшується критерій Нуссельта.

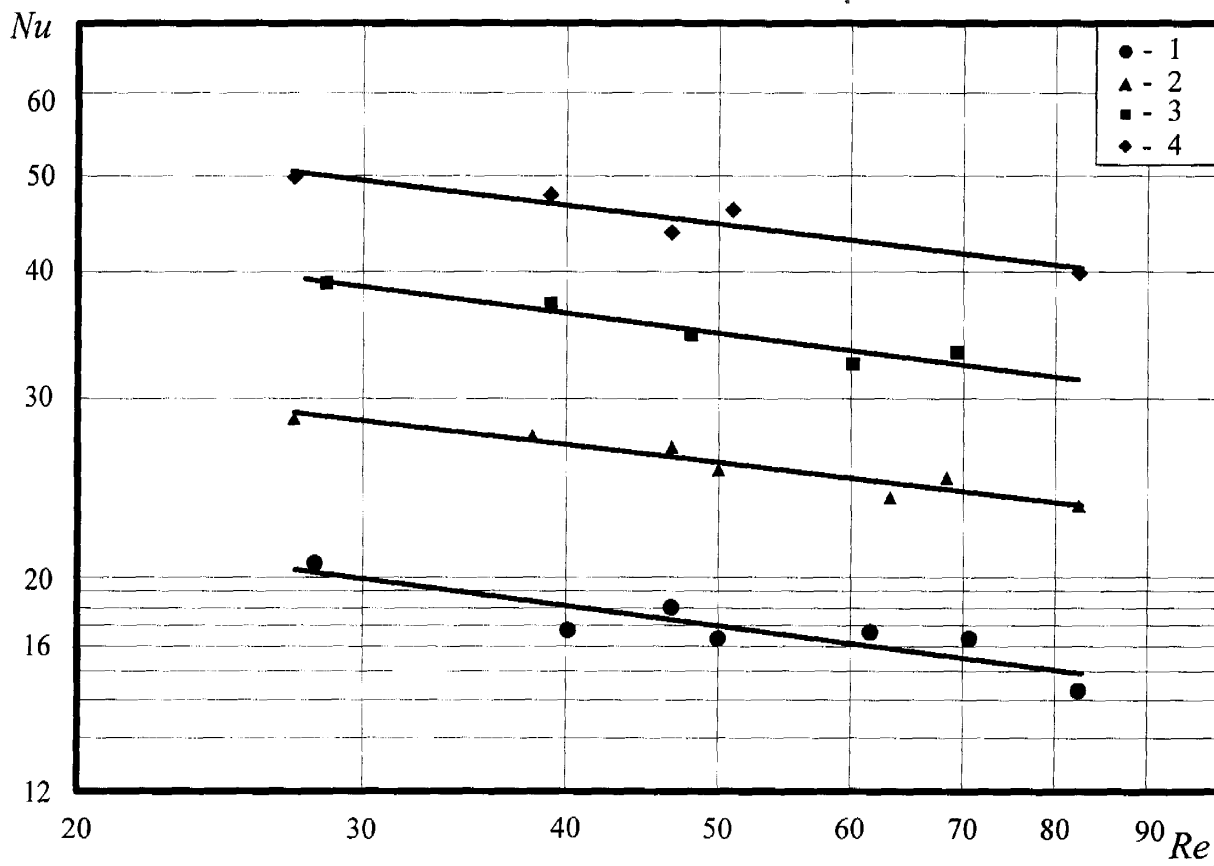


Рис. 4.7. Залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від критерія Рейнольдса рідини  $Re_p$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при значеннях критеріїв  $Pr_p = 70,5 \pm 1,5$ ;  $Re_2$ : 1 – 2000; 2 – 2550; 3 – 3100; 4 – 3650.

Вплив критерія  $Re_p$  на критерій  $Nu$  значно менший, ніж вплив  $Re_2$ : при збільшенні критерія  $Re_p$  удвічі критерій  $Nu$  зменшується у 1,5 – 1,8 рази.

Аналогічний вплив критерія  $Re_p$  на критерій  $Nu$  встановлено при дослідженні тепловіддачі між ламінарною плівкою рідини і стінкою труби в трубчастих абсорберах [95], що підкріплює надійність одержаних в даних дослідженнях результатів.

Наведений на рис. 4.7 графік  $Nu = f(Re_p)$  в логарифмічних координатах свідчить на користь доцільності апроксимаційної залежності:

$$Nu = a_2 \cdot Re_p^{k_2} \quad (4.2)$$

де  $a_2, k_2$  – дослідні коефіцієнти.

На рис. 4.8 наведено залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від критерія Прандтля рідини  $Pr_p$  при  $Re_p = idem$  і  $Re_z = idem$ . Зростання критерія Прандтля рідини позитивно впливає на міжфазний теплообмін, що відповідає теоретичним і практичним результатам багатьох авторів [103].

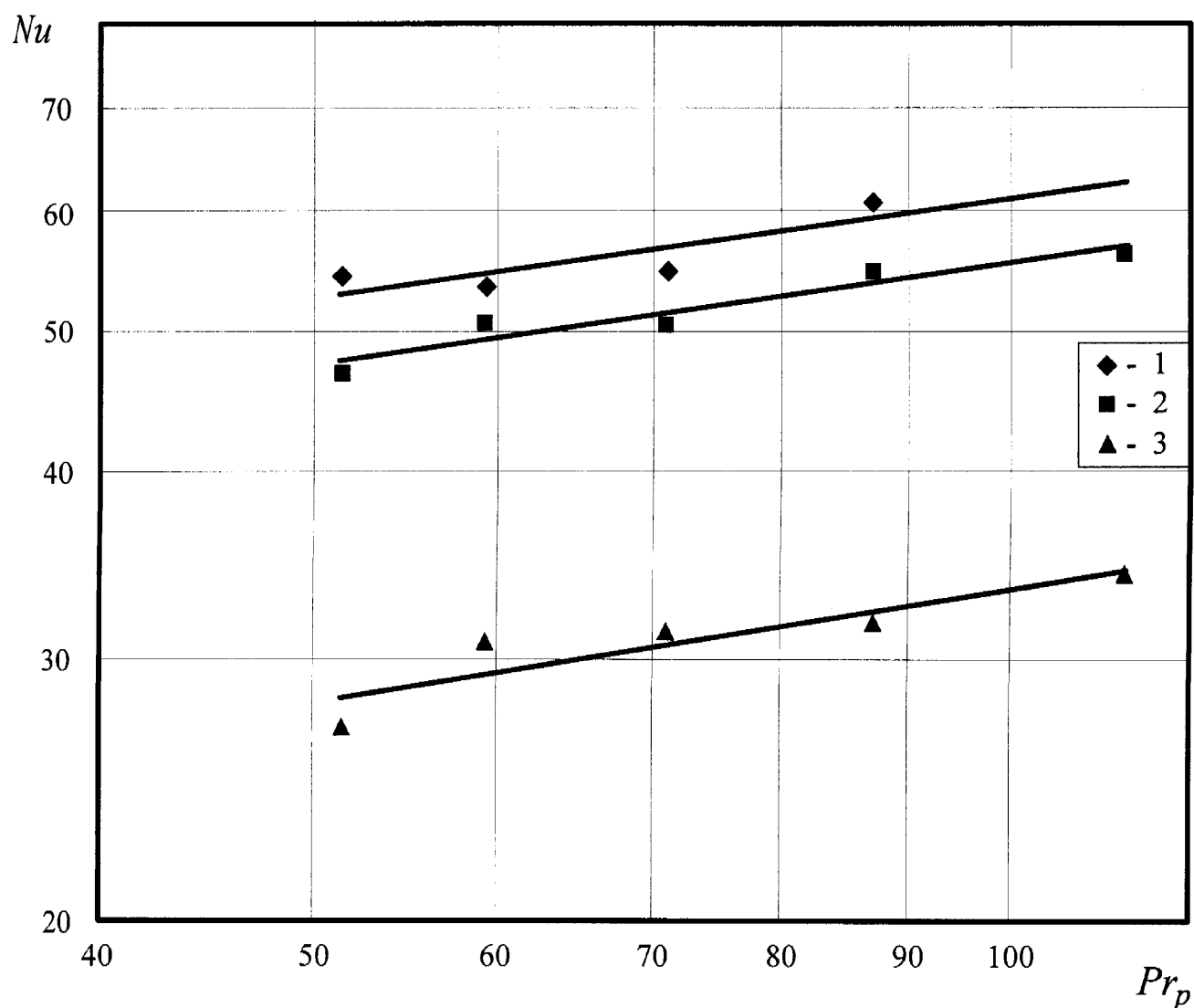


Рис. 4.8. Залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від критерія Прандтля рідини  $Pr_p$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при:  $Re_z$ : 1 – 4000; 2 – 3400; 3 – 2800;  $Re_p$ : 1 – 30; 2 – 50; 3 – 70.

Наведений на рис. 4.8 графік  $Nu = f(Pr_p)$  в логарифмічних координатах можна апроксимувати за допомогою залежності:

$$Nu = a_3 \cdot Pr_p^{k_3} \quad (4.3)$$

де  $a_3, k_3$  – дослідні коефіцієнти.

Цей результат підтверджується рисунком 4.9, в якому подано залежності критерія Нуссельта від критерія Рейнольдса газу при  $Re_p = idem$ . Кожна з наведених ліній відповідає певному значенню критерія Прандтля рідини.

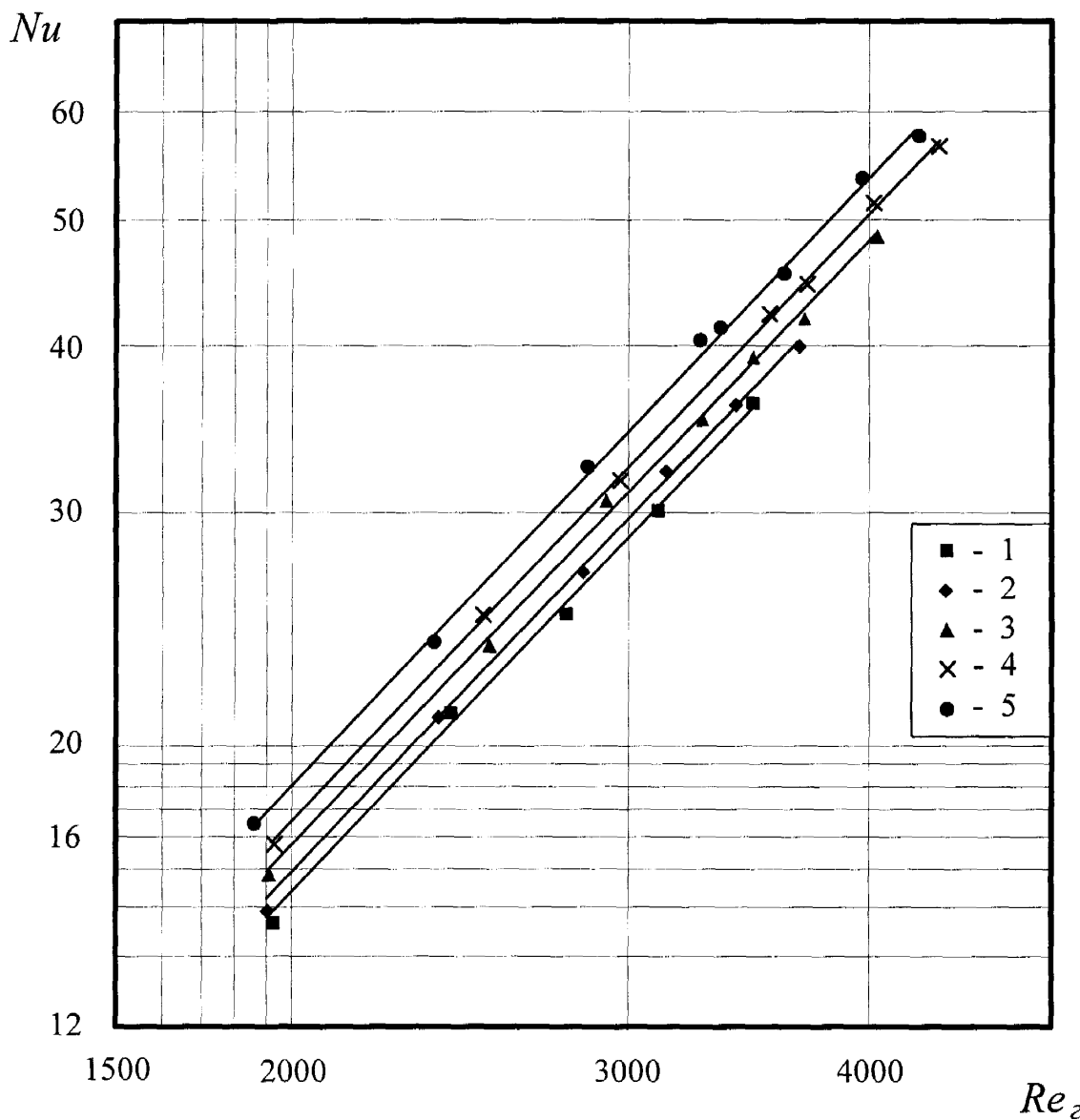


Рис. 4.9. Залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від критерія Рейнольдса газу  $Re_z$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при  $Re_p = 70 \pm 2$ ;

$Pr_p$ : 1 –  $51,0 \pm 0,5$ ; 2 –  $58,9 \pm 0,4$ ; 3 –  $71,4 \pm 0,2$ ; 4 –  $86,9 \pm 0,3$ ; 5 –  $113,6 \pm 0,6$ .

На рис. 4.10 для прикладу наведено залежність критерія Нуссельта від кроку спіралі рідинного завихрювача. При збільшенні кроку спіралі критерій  $Nu$  зменшується неістотно.

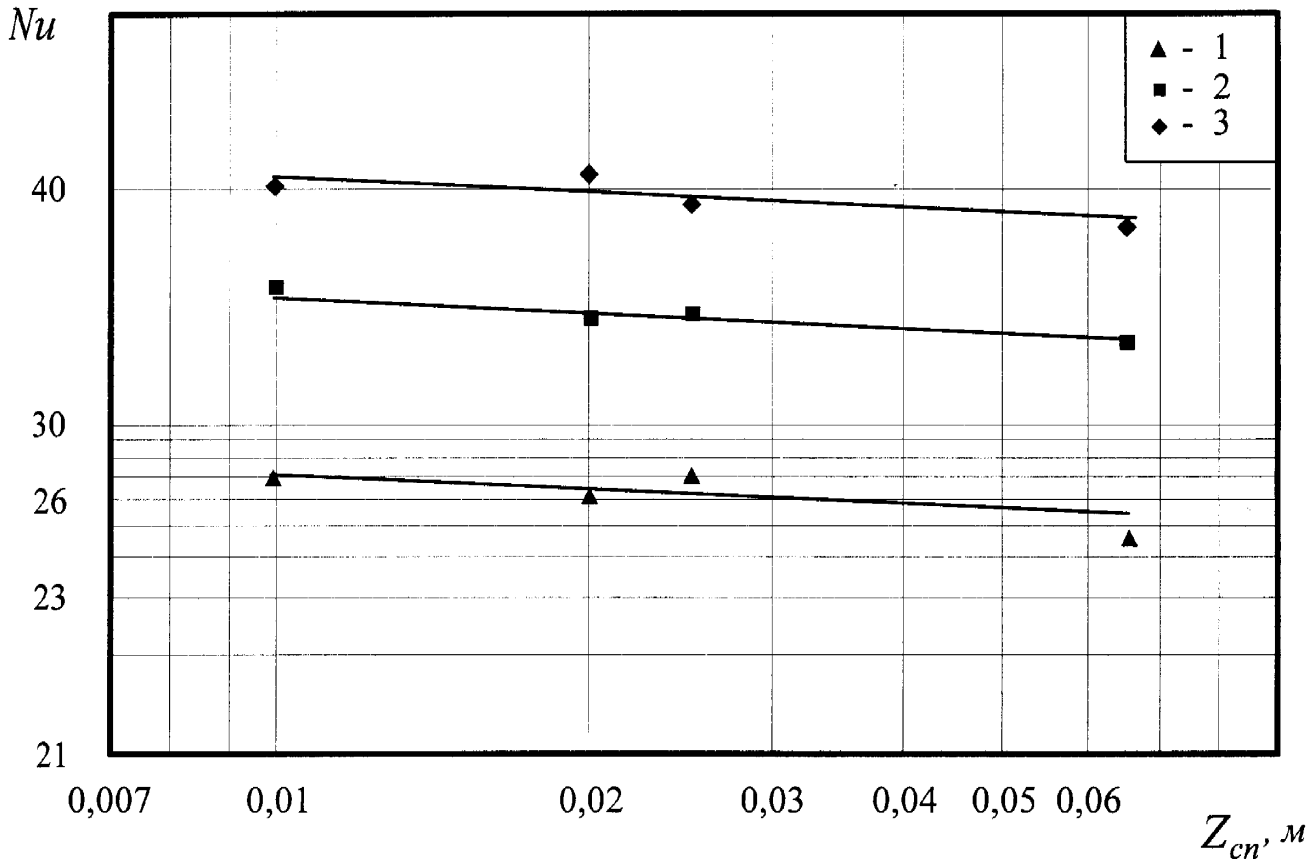


Рис. 4.10. Залежність критерія Нуссельта  $Nu$  від кроку спіралі  $Z_c$  в трубчастому елементі за варіантом №1 при:  $Re_p = 55 \pm 2$ ;  $Pr_p$ : 1 –  $112 \pm 0,5$ ; 2 –  $85 \pm 0,3$ ; 3 –  $58 \pm 0,5$ ;  $Re_e$ : 1 –  $2500 \pm 50$ ; 2 –  $3000 \pm 40$ ; 3 –  $3500 \pm 50$ .

Наведені на рис. 4.10 графік  $Nu = f(Z_c)$  в логарифмічних координатах можна апроксимувати за допомогою залежності:

$$Nu = a_4 \cdot \left( \frac{Z_c}{Z_0} \right)^{k_4} \quad (4.4)$$

де  $a_4, k_4$  – дослідні коефіцієнти;

$Z_0 = 1 м$  – умовний крок спіралі, прийнятий при обробці дослідних даних для утворення безрозмірного симплексу в рівнянні (4.4) [14].

Узагальнення апроксимаційних залежностей критерія Нуссельта від кожного з параметрів (рівняння (4.1) – (4.4)), критеріальне рівняння (2.3) набуває вигляду:

$$Nu = b \cdot Re_z^{k_1} \cdot Re_p^{k_2} \cdot Pr_p^{k_3} \cdot \left( \frac{Z_c}{Z_0} \right)^{k_4}, \quad (4.5)$$

де  $b, k_1 - k_4$  – дослідні коефіцієнти.

Дослідні коефіцієнти рівняння (4.5) визначені, як і в розд.3, шляхом одночасної обробки всього масиву даних за методом найменших квадратів [99] набувають значень:  $b = 1,3544 \cdot 10^{-4}$ ;  $k_1 = 1,514$ ;  $k_2 = -0,192$ ;  $k_3 = 0,222$ ;  $k_4 = -0,0261$ .

Рівняння (4.5) адекватно описує дослідні дані в діапазоні зміни критеріїв:  $Re_z = 1700 \div 4300$ ;  $Re_p = 13 \div 145$ ;  $Pr_p = 10 \div 140$  та кроку спіралі  $Z_c = 0,01 \div 0,065$  м з точністю  $\pm 9\%$  (рис. 4.11) [103].

Найбільш суттєвий вплив на критерій Нуссельта  $Nu$  в рівнянні (4.5) має критерій Рейнольдса газової течії  $Re_z$ . Відносно великий показник степеня  $k_1 = 1,514$  свідчить на користь істотної інтенсифікуючої дії завихрювача та спіралі за патентом [87]. В дослідях значення критерія  $Re_z$  в розрахунку на певний переріз труби (без завихрювача і спіралі) знаходяться в області ламінарного режиму руху газової течії ( $Re_z = 1700 \div 2320$ ) та початку перехідного режиму ( $Re_z = 2320 \div 4300$ ). В критеріальних рівняннях для тепловіддачі в прямих трубах для зазначених режимів показник степеня при  $Re_z$  знаходиться в межах від 0,32 до 0,05, а при турбулентному режимі руху течії ( $Re_z > 1 \cdot 10^4$ ) він досягає 0,8 [105]. Значення цього показника в наших дослідях вказує на досягнення ефективної штучної турбулізації газової течії в межах відносно малих чисел  $Re_z$ . Так, за формулою Нуссельта в модифікації М.О.Міхеєва для тепловіддачі в трубі при турбулентному режимі  $Nu_z = 0,021 \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,43}$  для повітря значення критерія  $Nu_z = 50$  досягається при  $Re_z > 2 \cdot 10^4$ .

Менш істотно впливають на  $Nu_z$ , як відзначалося вище,  $Re_p$ ,  $Pr_p$ , а найменший вплив має крок спіралі. Останнє можна пояснити тим, що його вплив час-

тково також відображає показник степеня при  $Re_z$ , так як витки спіралі спричиняють збурення саме пристінного шару газової течії і турбулізують цю течію.

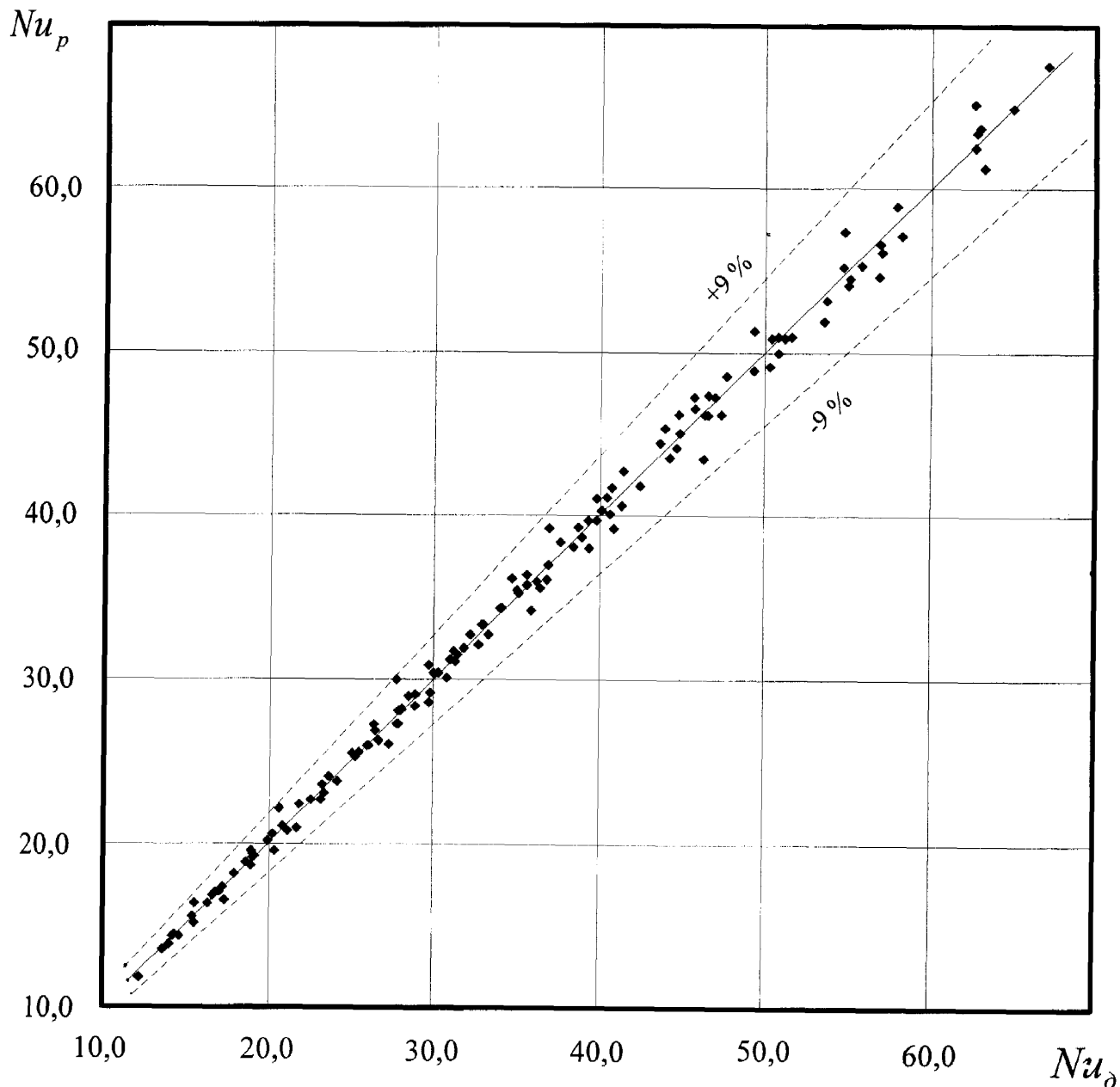


Рис. 4.11. Співставлення дослідних і розрахункових значень критерія  $Nu$  при  $Re_z = 1700 \div 4300$ ;  $Re_p = 13 \div 145$ ;  $Pr_p = 10 \div 140$ ;  $Z_c = 0,01 \div 0,065$  м

Співставлення рівняння (4.5) з рівнянням, яке отримав В.Г.Рябих на такій же системі „газ – рідина” в апараті із закрученими потоками [91], показує, що характер впливу критеріїв  $Re_z$ ,  $Pr_p$  на критерій  $Nu$  в обох пристроях ідентичний, а характер впливу  $Re_p$  – протилежний. Це пояснюється тим, що плівка рідини в апараті із закрученими потоками рухається турбулентно. Причому зазначена турбулентність забезпечується декількома тангенціально розташованими соплами,

які розміщені по висоті труби з певним кроком. У випадку ж вільного стікання рідини вздовж спіралі передача теплоти від ядра плівки, що рухається ламінарно, до її поверхні здійснюється за рахунок теплопровідності. Одержане критеріальне рівняння (4.5) свідчить на користь саме такого механізму теплообміну.

Рівняння (4.5) адекватно описує тепловіддачу від плівки рідини до течії газу в трубчастій насадці за патентом [87]. При зміні напрямку теплового потоку на протилежний коефіцієнт тепловіддачі в розрахунку на газову фазу, як це впливає із теорії теплообміну [79,105], в рівних умовах буде мати те ж значення.

Зауважимо, що трубчаста насадка дозволяє реалізувати надзвичайно різноманітні схеми теплообміну, які у їх вивченні значно складніші від дослідженого випадку:

– відведення теплоти від плівки рідини одночасно до газу в трубці і до теплоносія в міжтрубному просторі та навпаки;

– передача теплоти від газу в трубці через плівку рідини до теплоносія в міжтрубному просторі і навпаки. Зрозуміло, що ці схеми теплообміну потребують нових досліджень.

## Висновки

1. За значенням поверхневого коефіцієнта тепловіддачі трубчаста насадка за патентом України № 30378 А у 3 – 5 разів інтенсифікує міжфазний теплообмін порівняно з трубою із зрошуваними стінками.

2. Порівняльними дослідженнями трьох різних варіантів тепломасообмінного елемента доведено, що найбільші значення коефіцієнта тепловіддачі і продуктивності досягаються в трубчастому елементі за варіантом №1 (за патентом № 30278 А із збільшеною відстанню між пелюстками).

3. Кількість отворів, через які підводиться рідина до внутрішньої порожнини трубчастої насадки, не впливає на коефіцієнт тепловіддачі.

4. Іntenсифікації міжфазного теплообміну сприяють вторинні течії газу першого та другого роду, що виникають в результаті закручування потоку навко-



ло його осі та при русі газу вздовж увігнутої поверхні, а також збільшена завихрювачами обох фаз поверхня передачі теплоти до газової фази.

5. Вивчено міру та характер впливу параметрів контактуючих фаз та кроку спіралі на коефіцієнт тепловіддачі.

6. Дослідна залежність критерія Нуссельта від критерія Рейнольдса рідини підтвердила наявність ламінарного режиму руху цієї фази в трубчастій насадці, який, в досліджених межах змін витрат обох фаз та критерія Прандтля рідини, гальмує інтенсифікацію міжфазного теплообміну.

7. Відносно великий показник степеня при критерія Рейнольдса газу  $k = 1,514$  в отриманому критеріальному рівнянні свідчить на користь істотного штучного турбулізуючого впливу на міжфазний теплообмін завихрювача та спіралі досліджуваної трубчастої насадки.



З позицій другого закону термодинаміки останнє можливе шляхом зменшення термодинамічної необоротності всіх процесів, які мають місце на стадіях абсорбції і регенерації гліколю. Однією з умов термодинамічно оборотних процесів є рівність нулю, як межі рушійних сил цих процесів, що в реальних умовах ніколи не досягається.

Розглянемо можливості збільшення термодинамічної оборотності основних стадій технології абсорбційного осушення природного газу.

### 5.1. Стадія абсорбції

Потоки теплової енергії та речовин, які контактують в абсорбері, вводяться і виводяться на кінцях апарата за умов, якими визначається хід робочої лінії у всьому апараті. В результаті робоча лінія, яка на стадії абсорбційного вилучення пароподібної вологи з природного газу є прямою (в якості прикладу (рис. 5.2) [108]), далеко відстоїть від рівноважної лінії, наближаючись до неї навіть в нескінченно великому абсорбері фактично тільки в одній точці. Тому рушійна сила процесу абсорбції достатньо велика, а число теоретичних ступенів контакту – число одиниць переносу – невелике.

З'ясуємо число одиниць переносу в абсорбері в межах зміни тиску природного газу від 2 до 7 МПа, які є характерними для практики експлуатації установок абсорбційного осушення при трубопровідному транспорті та підземному зберіганні газу.

Загальне число одиниць переносу  $N_{32}$ , віднесене до концентрації водяних парів у природному газі, визначається за формулою [65,109]:

$$N_{32} = \frac{W_{\text{в}} - W_{\text{к}}}{\Delta W_{\text{сер}}}, \quad (5.1)$$

$W$  – вологовміст природного газу, відповідно, на вході (індекс “в”) і виході (індекс “к”) з абсорбера;  $\Delta W_{\text{сер}}$  – середня рушійна сила процесу абсорбції за газовою фазою.

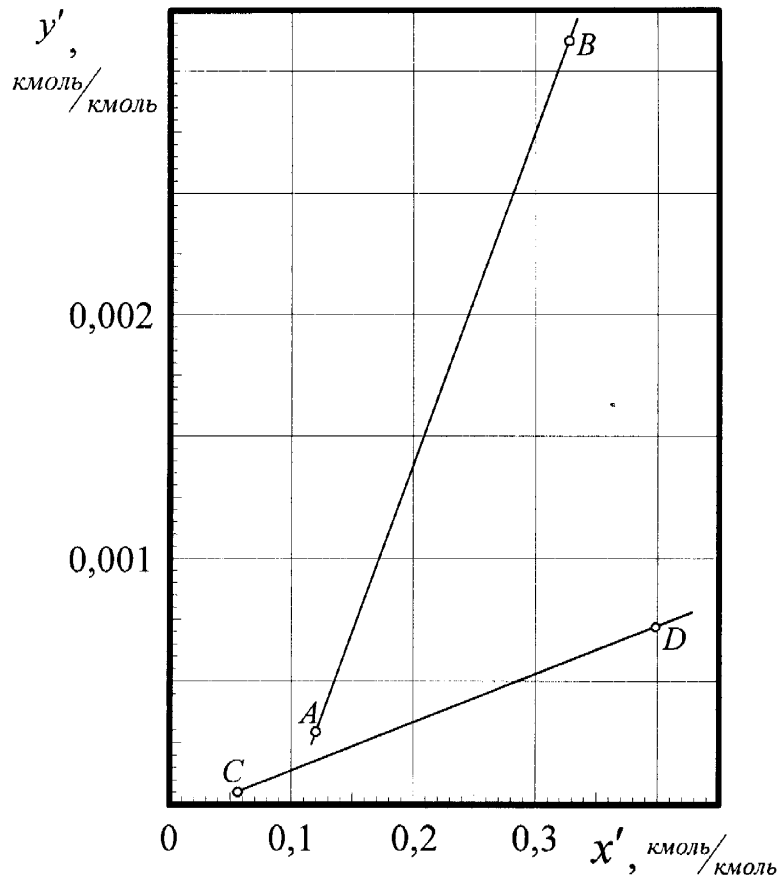


Рис. 5.2. Взаємне розташування робочої ( $AB$ ) та рівноважної лінії ( $CD$ ) при абсорбції вологи з природного газу розчином діетиленгліколю [108]. Тиск абсорбції  $1,47 \text{ МПа}$ ; концентрація регенованого розчину діетиленгліколю –  $98,0 \text{ \% мас.}$ ; насиченого –  $97,0 \text{ \% мас.}$ ; температура контакту фаз –  $27 \text{ }^\circ\text{C}$ ; точка роси газу по волозі на виході з абсорбера –  $(-10) \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня рушійна сила з врахуванням фактичної прямолінійності рівноважної і робочої ліній у вузькому діапазоні зміни концентрації водяних парів, в даному випадку визначається як середньологарифмічна величина:

$$\Delta W_{cp} = \frac{(W_g - W_g^*) - (W_k - W_k^*)}{\ln \frac{(W_g - W_g^*)}{(W_k - W_k^*)}}$$

$W^*$  – рівноважний вологовміст.

Вологовміст природного газу, рівноважного з водою, розраховується за рівнянням [110]:

$$W = p_e^o \cdot 10^{-6} \left( \frac{749}{p} + B \right), \quad (5.2)$$

тиск насиченої пари води  $p_e^o$  складає:

$$p_e^o = \exp \left[ \begin{array}{l} -0,6021 \cdot (0,01 \cdot t)^4 + 1,475 \cdot (0,01 \cdot t)^3 - 2,97304 \cdot (0,01 \cdot t)^2 + \\ + 7,19863 \cdot (0,01 \cdot t) + 6,41465 \end{array} \right];$$

$p$  – абсолютний тиск природного газу в МПа,

$t$  – температура газу в  $^{\circ}\text{C}$ .

Поправка на неідеальність  $B$  залежить від температури:

$$B = \exp \left[ \begin{array}{l} 0,06058 \cdot (0,01 \cdot t)^4 - 0,3798 \cdot (0,01 \cdot t)^3 + 1,06606 \cdot (0,01 \cdot t)^2 - \\ - 2,00075 \cdot (0,01 \cdot t) + 4,2216 \end{array} \right].$$

Рівноважний з діетиленгліколем вологовміст природного газу визначається за цією ж методикою [110]:

$$W^* = W \cdot x \cdot \gamma,$$

молярний вміст води в розчині діетиленгліколю  $x$  визначається через масовий вміст діетиленгліколю  $g$  за формулою:

$$x = \frac{(100 - g)/18,02}{\frac{100 - g}{18,02} + \frac{g}{106,12}},$$

коефіцієнт активності  $\gamma$  для розчинів діетиленгліколю в діапазоні температур від  $^{\circ}\text{C}$  до  $30^{\circ}\text{C}$  розраховується за емпіричним рівнянням:

$$\gamma = \exp \left[ - \frac{2,303 \cdot (t + 273,15)^{-1}}{\left( 0,0245 \cdot x / (1 - x) + 0,137 \right)^2} \right].$$

Питома масова витрата регенованого розчину діетиленгліколю  $L$ , який подається до абсорбера для осушення газу до заданої точки роси по волозі, складає:

$$L = (W_g - W_k) \frac{g_k}{g_g - g_k} \quad (5.3)$$

За умов температури контактування фаз в абсорбері 20 °С та температури точки роси по волозі осушеного газу (-10) °С результати розрахунків наведені в абл. 5.1. Температура контактування газу і діетиленгліколю в абсорбері прийнята

Таблиця 5.1

Число одиниць переносу в абсорбері залежно від абсолютного тиску газу, масової концентрації діетиленгліколю на вході в абсорбер та зміни міри насичення розчину діетиленгліколю в абсорбері

| Показники           | $(g_g - g_k)$<br>% мас. | Абсолютний тиск абсорбції, МПа |       |       |       |       |       |
|---------------------|-------------------------|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                     |                         | 2                              | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     |
| $g_g = 99,5$ % мас. |                         |                                |       |       |       |       |       |
| $L_g$               | 1,0                     | 83,13                          | 58,23 | 45,78 | 38,31 | 33,33 | 29,78 |
| $N_{32}$            |                         | 2,088                          | 2,053 | 2,023 | 1,997 | 1,973 | 1,952 |
| $L_g$               | 1,5                     | 55,14                          | 38,62 | 30,37 | 25,41 | 22,11 | 19,75 |
| $N_{32}$            |                         | 2,113                          | 2,078 | 2,047 | 2,020 | 1,996 | 1,975 |
| $L_g$               | 2,0                     | 41,14                          | 28,82 | 22,66 | 18,96 | 16,50 | 14,74 |
| $N_{32}$            |                         | 2,138                          | 2,102 | 2,071 | 2,044 | 2,019 | 1,998 |
| $g_g = 99,0$ % мас. |                         |                                |       |       |       |       |       |
| $L_g$               | 1,0                     | 82,71                          | 57,93 | 45,55 | 38,12 | 33,16 | 29,63 |
| $N_{32}$            |                         | 2,126                          | 2,091 | 2,060 | 2,033 | 2,009 | 1,988 |
| $L_g$               | 1,5                     | 54,86                          | 38,43 | 30,21 | 25,28 | 22,00 | 19,65 |
| $N_{32}$            |                         | 2,151                          | 2,115 | 2,084 | 2,057 | 2,032 | 2,011 |
| $L_g$               | 2,0                     | 40,93                          | 28,67 | 22,54 | 18,86 | 16,41 | 14,66 |
| $N_{32}$            |                         | 2,176                          | 2,139 | 2,108 | 2,080 | 2,055 | 2,033 |
| $g_g = 98,5$ % мас. |                         |                                |       |       |       |       |       |
| $L_g$               | 1,0                     | 82,28                          | 57,64 | 45,32 | 37,92 | 33,00 | 29,47 |
| $N_{32}$            |                         | 2,164                          | 2,128 | 2,097 | 2,069 | 2,045 | 2,023 |
| $L_g$               | 1,5                     | 54,57                          | 38,23 | 30,06 | 25,15 | 21,88 | 19,55 |
| $N_{32}$            |                         | 2,189                          | 2,153 | 2,121 | 2,093 | 2,068 | 2,046 |
| $L_g$               | 2,0                     | 40,72                          | 28,52 | 22,43 | 18,77 | 16,33 | 14,59 |
| $N_{32}$            |                         | 2,214                          | 2,177 | 2,145 | 2,116 | 2,091 | 2,069 |
| $(W_g - W_k)$       | —                       | 0,844                          | 0,591 | 0,465 | 0,389 | 0,338 | 0,302 |

Примітка:  $L_g$  та  $(W_g - W_k)$  в кг/1000.м<sup>3</sup> осушеного газу.

талою з тих міркувань, що її вплив на показники процесу фізичної абсорбції взагалі абсорбцію вологи розчинами діетиленгліколю, зокрема, добре вивчено [109,107,17]: підвищення температури контактування призводить до зростання енергетичних та експлуатаційних витрат.

Аналізуючи одержані результати слід відзначити, що число одиниць переносу при абсорбції водяних парів з природного газу розчинами діетиленгліколю з його вмістом від 98,5 до 99,5 % мас. не залежить повністю як від абсолютного тиску газу, так і від зміни міри насичення розчину і коливається від мінімального значення 0,952 до максимального 2,214. Кількість абсорбованої вологи в апараті при зменненні тиску процесу від 7 до 2 МПа збільшується у 2,79 рази, що спричиняє зростання питомої масової витрати „свіжого” розчину діетиленгліколю на таку ж величину при всіх наведених в табл. 5.1 мірах насичення розчину.

Отже, компактність абсорбера є наслідком малого значення  $N_{3z}$  і призводить до істотної необоротності процесу з причини створеної великої рушійної сили процесу масопереносу. Як результат, за “легкість” реалізації абсорбції водяних парів з природного газу розчинами діетиленгліколю доводиться розраховуватись надмірною витратою енергії, яка спрямовується на досягнення великої рушійної сили процесу. Абсорбція водяних парів розчинами діетиленгліколю – процес екзотермічний, який здійснюється в необоротних умовах, і втрат від необоротності внаслідок дисипації теплоти процесу неможливо уникнути при збереженні способу вилучення з газу пароподібної вологи.

Для досягнення максимальної оборотності розглядуваного процесу абсорбції необхідно зблизити рівноважну та робочу лінії. Змінити ж характер рівноважної лінії – не можливо. Хід робочої лінії можна скорегувати, змінюючи  $L/G$  по висоті абсорбера шляхом введення і виведення потоку абсорбенту вздовж всієї висоти апарату. З огляду на дуже малі питомі витрати діетиленгліколю (табл. 5.1) останнє виглядає проблематичним. Тому на стадії абсорбційного осушення природного газу розчинами діетиленгліколю в практичному плані істотно зменшити необоротність процесу в межах розглянутих умов – завдання надзвичайної складності.

Поряд з цим застосування дослідженої трубчастої насадки в абсорбері осушення природного газу навіть без такої переваги, порівняно з іншими контактними собама, як теплообмін між трубним та міжтрубним просторами, коли в останньо-одночасно здійснюється масообмін, є доцільним з метою зменшення механічного винесення діетиленгліколю висушеним газом.

В першому плівковому режимі роботи дослідженої насадки механічна взаємодія фаз не значна і, як показав експеримент (р.3 стор: 62), кількість рідини, яка римується в насадці, не залежить від швидкості газу. За наведеними Раммом В.М., габніковим В.М., Хоблером Т. даними [111, 110, 94], в плівкових апаратах при лінійних щільностях зрошення  $0,5 \div 1 \text{ м}^2/\text{год}$  явище винесення рідини виникає при видкостях газу приблизно на 10% менших від швидкості підвисання. В даному режимі втрати рідини шляхом механічного винесення в плівкових масообмінних апаратах кількісно на порядок менші порівняно з барботажними апаратами з ковпачковими, клапанними і провальними тарілками.

Ця позитивна, з точки зору мінімізації експлуатаційних затрат, характеристика абсорбера осушення природного газу розчином діетиленгліколю плівкового типу, як це відзначалося в розділі 3, за нашою участю підтверджена промисловими випробуваннями апарата з насадкою фірми "Sulzer": при тиску процесу  $5,2 \text{ МПа}$  і температурі контактування фаз  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  механічне винесення діетиленгліколю було відсутнє, хоча швидкість газу за робочих умов в розрахунку на повний переріз насадки апараті сягала  $0,394 \text{ м/с}$ .

Бородіна І.І. [113] на основі аналізу роботи установок осушення природного газу розчинами діетиленгліколю запропонувала методику нормування втрат його, і знайшла практичне підтвердження і використання при розробці технологічних елементів таких установок. Розподіл втрат гліколю за даними Бородіної І.І. наведено в табл. 5.2. Дані таблиці свідчать, що найбільші втрати діетиленгліколю (74 %) відбуваються за рахунок його винесення осушеним газом у вигляді крапель, ману, тобто у рідиноподібному стані. Зрозуміло, що саме ці втрати залежать від типу і конструктивного виконання абсорбера, стану контактних пристроїв та режиму їх експлуатації.



Таблиця 5.2

Втрати діетиленгліколю на виробничій установці осушення газу з абсорбером барботажного типу при тиску 4 МПа та температурі контакту фаз 20 °С [108]

| Складові втрат діетиленгліколю                        | % від загальних втрат |
|---|-----------------------|
| Механічне винесення сухим газом з абсорбера           | 73,7                  |
| Випаровування в абсорбері та сепараторах-вивітрювачах | 7,7                   |
| З водним конденсатом десорбера                        | 8,4                   |
| Термічний розклад у випарнику десорбера               | 8,9                   |
| Через сальники насосів, нещільності комунікацій,      | 1,0                   |
| Відбір проб на аналіз та ін.                          | 0,3                   |
| Всього:   | 100                   |

В таблиці 5.3 подані складові втрат діетиленгліколю за методикою Бородіної І.І. для тисків газу в абсорбері 2 ÷ 7 МПа без втрат його механічного винесення. Методика Бородіної І.І. наведена для такого режиму роботи установки: температура контакту фаз в абсорбері 20 °С, концентрація регенованого розчину діетиленгліколю 98,5 % мас., тиск в десорбері 0,12 МПа, температура верха десорбера 97 °С, температура у випарнику 154 °С, сепарація розчину – двоступінчаста з тисками 6 МПа і 0,15 МПа, відповідно.

Таблиця 5.3

Нормовані втрати діетиленгліколю при абсорбційному осушенні природного газу залежно від абсолютного тиску газу в абсорбері

| Складові втрати діетиленгліколю, г/1000 м <sup>3</sup> осушеного газу   | Тиск газу в абсорбері, МПа |      |      |      |      |      |
|---|----------------------------|------|------|------|------|------|
|   | 2                          | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    |
| Випаровування в абсорбері та сепараторах-вивітрювачах                   | 2,8                        | 1,9  | 1,5  | 1,1  | 0,95 | 0,9  |
| З водним та вуглеводневим конденсатами десорбера                        | 3,3                        | 3,3  | 3,3  | 3,3  | 3,3  | 3,3  |
| Термічний розклад у випарнику десорбера                                 | 0,2                        | 0,2  | 0,2  | 0,2  | 0,2  | 0,2  |
| Через сальники насосів, нещільності комунікацій, відбір проб на аналізи | 0,07                       | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 |
| Всього:   | 6,37                       | 5,47 | 5,07 | 4,67 | 4,52 | 4,47 |

Втрати діетиленгліколю від випаровування визначені за графіками[114], і вони лежать від тиску газу. Решта втрат від тисків газу не залежать. Сумарні втрати (без внесення) при зменшенні тиску від 7 до 2 МПа зростають від 4,47 г/1000м<sup>3</sup> газу до 37 г/1000м<sup>3</sup> газу, тобто майже на 2 г/1000м<sup>3</sup> газу. Втрати з водним і вуглеводне-ним конденсатами десорбера можуть бути істотно зменшені шляхом використання кремоного апарата для перегонки конденсату, хоча це збільшує капітальні вкладення установку осушення газу і підвищує енергетичні витрати на її експлуатацію. Дана робота не націлена на розв'язання саме цього завдання.

Діючими технологічними регламентами експлуатації установок осушення газу, які експлуатуються в складі магістральних газопроводів та на підземних сховищах газу управлінь магістральних газопроводів „Прикарпаттрансгаз”, „Львівтрансгаз” нормативні втрати діетиленгліколю передбачені на рівні 19 ÷ 20 г/1000м<sup>3</sup> газу. З врахуванням втрат діетиленгліколю, наведених в табл. 5.3, використання в абсорбера дослідженої трубчастої насадки, при її експлуатації в плівковому режимі, може забезпечити реальне зменшення втрат діетиленгліколю з 20 до (12–8) г/1000м<sup>3</sup> сушеного газу. При вартості діетиленгліколю (за цінами 2002 року) 3750 грн./т без 20 % ПДВ економія складе від 0,03 до 0,045 грн/1000м<sup>3</sup> газу. Наприклад, для абсорбера продуктивністю 10 млн.м<sup>3</sup>/добу це дасть економію від 300 до 450 грн/добу.

На рис. 5.3 наведена залежність швидкості підвисування в насадці діаметром 1025 м варіанту №1 від тиску, яка розрахована за отриманим в розділі 3 рівнянням (3.6). Вихідні умови ті ж, що на стор. 71. Робоча швидкість прийнята рівною  $0,85 \cdot W_n$ .

При збільшенні тиску в абсорбері від 2 до 7 МПа швидкість газу за робочих умов (температура контакту 20 °С) зменшується від 0,618 м/с до 0,3 м/с і при тиску 5,2 МПа складає 0,359 м/с. Кількість зекономлених коштів від зменшення втрат діетиленгліколю  $E_{zn}$  із збільшенням тиску газу в абсорбері збільшується. Такий характер  $E_{zn} = f(p)$  пояснюється більш інтенсивним зростанням швидкості газу за ро-

ючих умов при зменшенні тиску абсорбції (криву  $w_p = f(p)$ ), що породжує ймовірність більшого механічного винесення діетиленгліколю з апарата.

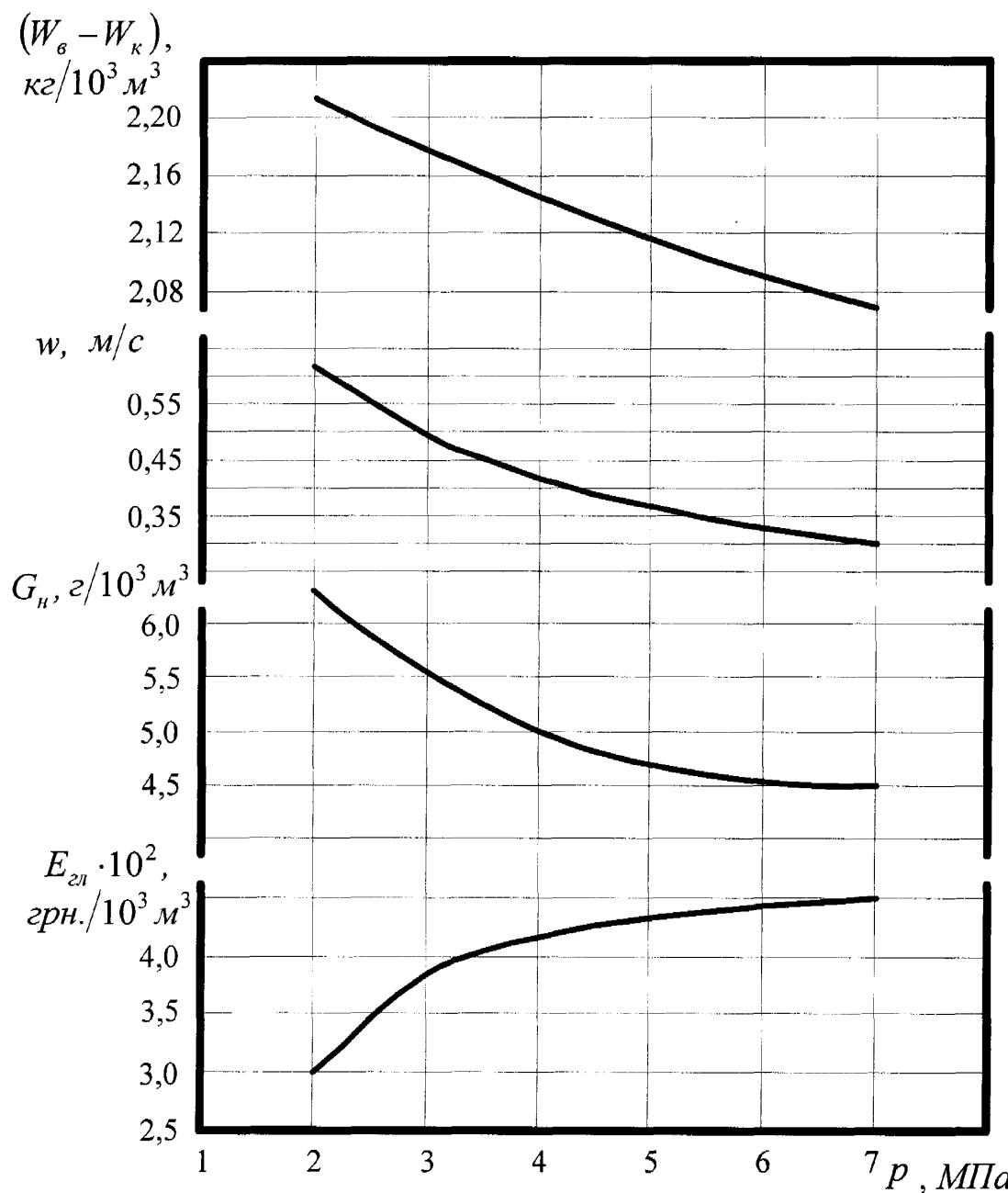


Рис. 5.3 Залежність кількості абсорбованої води ( $W_{\text{в}} - W_{\text{к}}$ ), швидкості природного газу  $w$  за робочих умов в насадці, кількості нормованих втрат діетиленгліколю (без винесення)  $G_{\text{н}}$ , зекономлених коштів від зменшення втрат діетиленгліколю  $E_{\text{зл}}$  від абсолютного тиску природного газу в абсорбері.

Температура контакту фаз  $20^{\circ}\text{C}$ , концентрація регенованого діетиленгліколю – 98,5 % мас. Насадка – за варіантом №1.

Козак Ф.В., Овчаренко В.Г., Шутка Л.М. [29,30] досліджували масообмінну ефективність бігвинтової насадки (варіант №3) при атмосферному тиску на системах “рідина - газ” з дифузійним опором в газовій, рідинній фазах та при осушенні повітря розчином діетиленгліколю. В трубчастій насадці внутрішнього діаметру 0,0305 м з спіраллю кроком 30 ÷ 40 мм та гвинтовим завихрювачами кроком (110 ÷ 45) мм висоти одиниць переносу склали  $h_{32} = 0,3 \div 0,55$  м. Із врахуванням існування валогії між масовіддачею і тепловіддачею [95] та на основі отриманих в дослідках більших на 14,5 % коефіцієнтів тепловіддачі в насадці варіанту №1 (рис.4.1) порівняно з бігвинтовою насадкою за варіантом №3, є підстави стверджувати, що трубчаста насадка діаметром 0,025 м за варіантом №1 забезпечить на 15 % меншу висоту одиниці переносу відносно висоти одиниці переносу бігвинтової насадки. З певним запасом маємо підстави взяти для розрахунку висоти масообмінної зони абсорбера осушення природного газу, укомплектованого трубчастою насадкою за варіантом №1, значення висоти одиниці переносу  $h_{32} = 0,4$  м. В такому разі висота масообмінної зони  $H_m$  складатиметься за формулою:

$$H_m = N_{32} \cdot h_{32} \quad (5.4)$$

запасом 1 ÷ 1,05 м навіть при тиску газу в абсорбері 2 МПа, концентрації діетиленгліколю на вході до нього 98,5 % та міри насичення розчину 2 % (табл. 5.1).

Для оснащення масообмінної зони абсорбера трубчастою насадкою варіанту №1 доцільно використати тонкостінні труби та забезпечити їх максимально щільне розташування, оскільки міжтрубний простір насадки в даному випадку не використовується. Висота трубчастої насадки в масообмінній зоні 1 ÷ 1,05 м дозволяє компоновувати абсорбери горизонтального типу. Виконані компоновання та розрахунки свідчать, що в корпусі горизонтального абсорбера з внутрішнім діаметром 2,4 м та довжиною 24,68 м (за проектом ЦКБН ГП 821.00.00.000) при площі поперечного перерізу масообмінної зони 30 м<sup>2</sup> досягається продуктивність апарата 35 млн.м<sup>3</sup>/добу при тисках 5 ÷ 5,2 МПа.

Викладене, з врахуванням досвіду фірми “Sulzer” з реконструкції горизонтальних абсорберів на підприємствах управлінь магістральних газопроводів

“Прикарпаттрансгаз”, “Львівтрансгаз” шляхом оснащення цих апаратів насадкою півкового типу висотою один метр, свідчить про перспективність впровадження дослідженої трубчастої насадки на стадії абсорбційного осушення природного газу ліколями.

## 5.2. Стадія регенерації гліколю

Висновок, зроблений в п. 5.1 про необхідність зближення робочої та рівноважної ліній, залишається справедливим і для десорбера – основного апарата регенерації гліколю. Найбільший ефект зменшення необоротності процесу регенерації, а значить, найбільша економія теплової енергії, яка витрачається на регенерацію гліколю, матиме місце за умови неперервного підведення теплоти по всій висоті десорбера [28]. Можливості трубчастої насадки у великій мірі відповідають останній вимозі.

На рис. 5.4 зображено принципову технологічну схему абсорбційного осушення природного газу, в якій на стадії регенерації – в десорбері застосовано трубчасту насадку.

Основні відмінності нової технологічної схеми від схеми, зображеної на рис. 1, такі:

Регенований розчин гліколю, який відводиться з кубової частини десорбера, потрапляє до міжтрубного простору масообмінної зони апарата де, рухаючись знизу вверх, підігріває насичений розчин гліколю, який стікає плівкою по внутрішній стінці труб. Тобто, в цій схемі теплообмін регенованого і насиченого розчинів суміщається з процесом масообміну (десорбції) в трубах і обидва процеси одночасно протікають по всій висоті масообмінної зони десорбера.

Нагрівання розчину гліколю здійснюється проміжним теплоносієм в нижній частині десорбера: змійовик в кубі стабілізує температуру регенованого розчину на виході з десорбера, а решта теплоти проміжного теплоносія підводиться до розчину гліколю в нижній частині масообмінної зони, що також сприяє зближенню робочої і рівноважної ліній десорбера.

- Для утворення зрошення у верхній, закріплюючій частині десорбера до міжтрубного простору цієї частини подається певна частка холодного насиченого розчину ліколю, яка відводить теплоту від парогазової суміші, що рухається в трубному просторі, і забезпечує часткову конденсацію водяних парів у потрібній кількості.
- Відсутні насос зрошення та підігрівач-кип'ятильник.

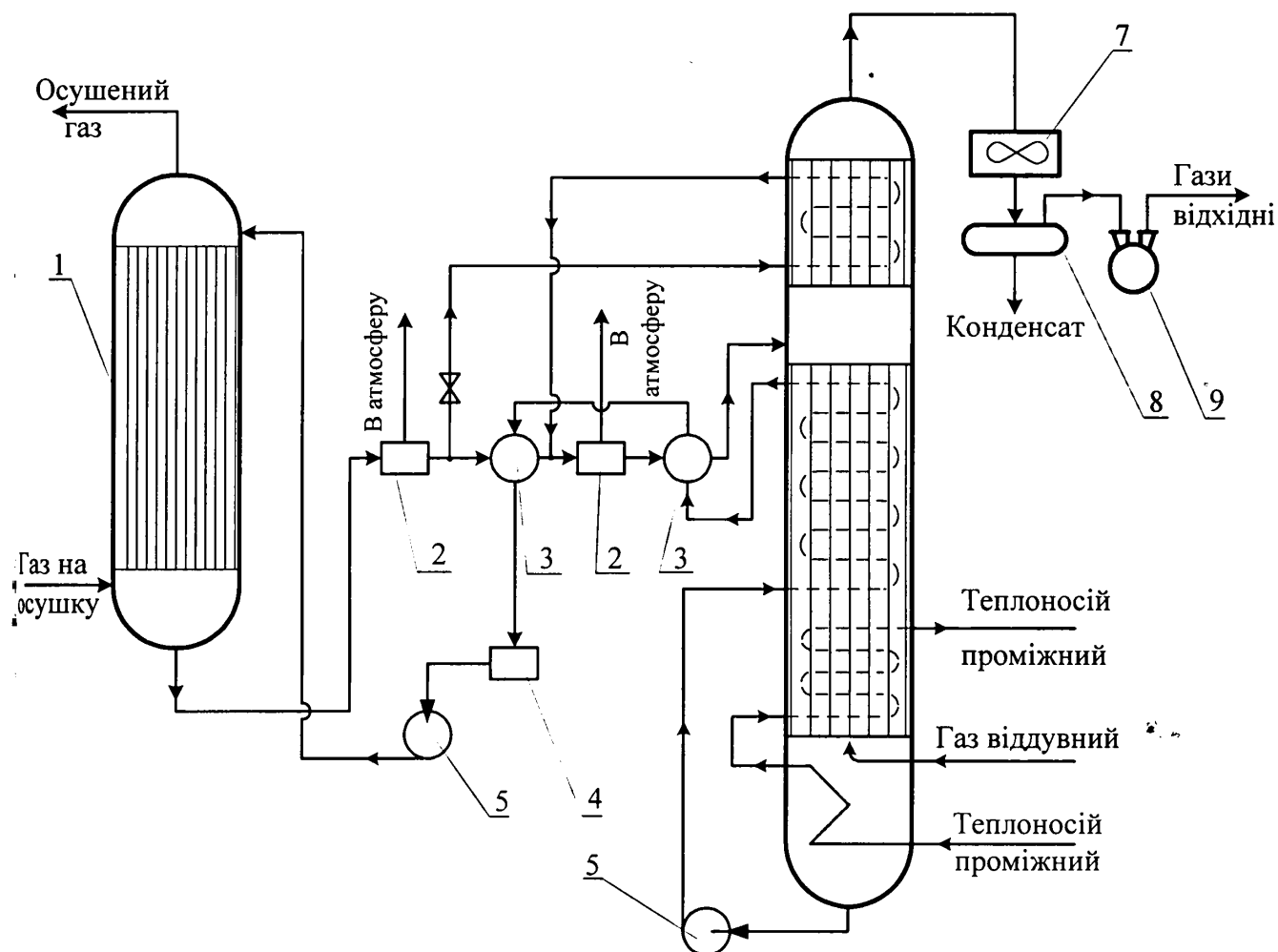


Рис. 5.4. Технологічна схема ресурсоенергоощадної трубчасто-колонної установки абсорбційного осушення природного газу.

1 – абсорбер; 2 – сепаратори; 3 – теплообмінники; 4 – проміжна ємність;  
5 – насоси; 6 – десорбер; 7 – конденсатор-холодильник; 8 – ємність; 9 – вакуум-насос.

Співставимо теплові баланси десорберів базового варіанту (рис. 5.1) та нового варіанту (рис. 5.4), які розраховані за методикою, викладеною Кузнецовим О.О. та Удаковим Є.М. в довіднику [108]. Для цього приймемо наступні вихідні умови,

дентичні для обох варіантів: витрата насиченого діетиленгліколю  $G_{зл.н} = 3600 \text{ кг/год}$  або  $1 \text{ кг/с}$ ; вміст діетиленгліколю в насиченому розчині  $x_2 = 96,5 \%$  мас., а в регенованому –  $x_1 = 98,5 \%$  мас.; температура насиченого розчину діетиленгліколю на вході в апарат  $t_2 = 105 \text{ }^\circ\text{C}$  – з метою уникнення конденсації водяних парів в зоні введення розчину; температура регенованого розчину діетиленгліколю при виведенні із кубової частини десорбера  $t_1 = 154 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура віддувного газу на вході в десорбер  $t = 154 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура парогазової суміші на виході із десорбера  $t_n = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура води – зрошення укріплюючої (верхньої) частини десорбера  $t_o = 97 \text{ }^\circ\text{C}$ ; абсолютний тиск в десорбері  $p = 0,12 \text{ МПа}$ .

### 5.2.1. Матеріальний баланс десорбера базового варіанту

Рівняння матеріального балансу десорбера, схема матеріальних потоків якого зображена на рис. 5.5, має вигляд:

$$G_{зл.н} + G'_2 + G_0 + G_p = G_{нгс} + G_p + G'_p + G_0 \quad (5.5)$$

де витрати потоків ( $\text{кг/год}$ ):  $G_{зл.н}$  – насиченого розчину діетиленгліколю;  $G'_2$  – газу віддувного;  $G_0$  – води-конденсату для зрошення, а справа – зрошення, яке випаровувалось;  $G_p$  – розчину з випарника або до нього;  $G_{нгс}$  – парогазової суміші;  $G'_p$  – регенованого розчину діетиленгліколю. Ліва частина рівняння (5.5) відповідає приходу матеріальних потоків, а права – витраті.

Для досягнення концентрації гліколю  $99 \%$  мас. і більше застосовується газ віддування або газ відпарювання, який подається під першу тарілку десорбера [114]. Кількість цього газу  $N'_2$  визначається за формулою:

$$N'_2 = \frac{N_{зл} \cdot S}{K} \quad , \quad \text{кмоль/год}$$

де  $N_{зл}$  – кількість діетиленгліколю в насиченому розчині в  $\text{кмоль/год}$ ;  $S$  – фактор абсорбції води;  $K$  – константа рівноваги води в розчині діетиленгліколю.

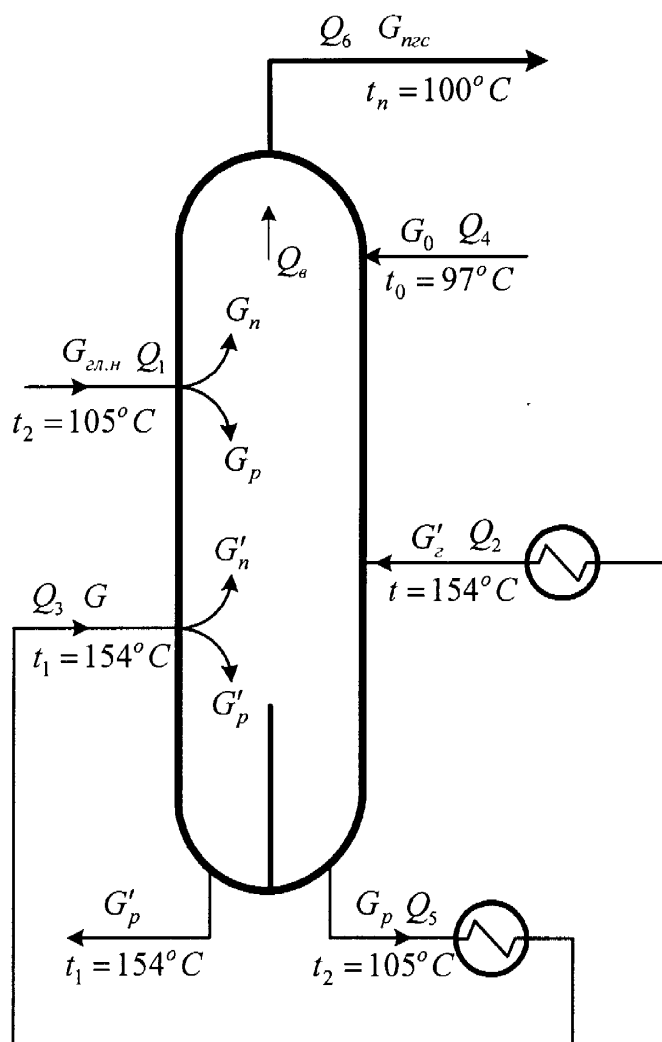


Рис. 5.5. Схема матеріальних потоків десорбера базового варіанту для регенерації розчину діетиленгліколю

Фактор десорбції визначається за діаграмою Кремсера [108]. Для цього приймається число теоретичних тарілок – три, а розрахункова міра відпарювання парогазової суміші в десорбері  $\varphi$  складає:

$$\varphi = 1 - \frac{x_2(1 - x_1)}{x_1(1 - x_2)}$$

Витрата газу віддувного розраховується за формулою:

$$G'_2 = N'_2 \cdot \mu_2$$

$\mu_2$  – середня молекулярна маса газу віддувного, склад якого прийнято за [108].

З метою визначення кількості парогазової суміші, яка виводиться з десорбера, розраховується кількість парогазової суміші, що утворилась при однократному ви-



випаровуванні насиченого розчину діетиленгліколю. В десорбері це відбувається двічі: при введенні потоку  $G_{зл.н}$  до апарата та при введенні нагрітого у випарнику залишка  $T_{ж}$ , який утворився після першого однократного випаровування сировини.

Після першого однократного випаровування при температурі  $105^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned} G_n &= e_1 \cdot G_{зл.н} , \\ G_p &= G_{зл.н} - G_n . \end{aligned}$$

Після другого однократного випаровування при температурі  $154^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned} G'_n &= e_2 \cdot G_p , \\ G'_p &= G_p - G'_n . \end{aligned}$$

Масові частки відгону  $e_1$ ,  $e_2$  розраховуються через їхні молярні частки за методикою О.М.Трегубова, яка детально викладена Кузнецовим О.О. та Судаким Є.М. [108].

Потік парогазової суміші  $G_{нгс}$  складається з трьох потоків і дорівнює:

$$G_{нгс} = G_n + G'_n + G'_2 .$$

Результати розрахунку всіх складових рівняння матеріального балансу (5.4) наведені в табл.5.4

Таблиця 5.4

Матеріальний баланс десорбера базового варіанту

| Позначення витрати потоку, який поступає до десорбера | Кількість, $\text{кг}/\text{год}$ | Позначення витрати потоку, який виводиться з десорбера | Кількість, $\text{кг}/\text{год}$ |
|---|-----------------------------------|--|-----------------------------------|
| $G_{зл.н}$  | 3600                              | $G_{нгс}$  | 210,53                            |
| $G_p$   | 3499,56                           | $G_p$  | 3499,56                           |
| $G'_2$  | 106,73                            | $G'_p$   | 3496,20                           |
| $G_0$   | –                                 | $G_0$  | –                                 |
| $\Sigma$  | $7206,29 + G_0$                   | $\Sigma$   | $7206,29 + G_0$                   |

Значення витрати потоку  $G_0$  визначається за рівнянням теплового балансу.

### 5.2.2. Тепловий баланс десорбера базового варіанту.

В загальному вигляді рівняння теплового балансу десорбера має вигляд:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 \quad , \quad (5.6)$$

де теплові потоки ( $\text{кВт}$ ):  $Q_1$  – з насиченим розчином діетиленгліколю;  $Q_2$  – з віддувним газом;  $Q_3$  – з нагрітим у випарнику залишком після однократного випаровування потоку  $G_{\text{дл.н}}$ ;  $Q_4$  – з орошенням верхньої частини апарата;  $Q_5$  – з рідинним залишком першого однократного випаровування сировини, який поступає до випарника;  $Q_6$  – з парогазовою сумішшю;  $Q_7$  – з регенованим розчином діетиленгліколю;  $Q_8$  – з водяним орошенням, яке випарувалось в десорбері. Ліва частина рівняння (5.7) відповідає приходу теплових потоків, права – витраті.

Тепловий потік, який вводиться до апарата насиченим розчином діетиленгліколю, визначається через масові частки відгону  $e_1$  та  $e_2$ :

$$Q_1 = G_{\text{дл.н}} [H_2 \cdot e_1 + h_2(1 - e_2)] \quad ,$$

де  $H_2$  – питома ентальпія парогазової суміші, яка утворилася при першому однократному випаровуванні насиченого розчину при температурі  $105 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $h_2$  – питома ентальпія рідини, яка залишилась від потоку насиченого розчину після першого однократного випаровування при тій же температурі. Зазначені ентальпії дорівнюють добутку відповідних ізобарних масових теплоємностей на зазначену температуру.

За аналогічним принципом розраховується значення теплового потоку, який носить до апарата розчином діетиленгліколю при температурі  $154 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$Q_3 = G_p [H_1 \cdot e_2 + h_1(1 - e_2)] \quad ,$$

де  $H_1$  – питома ентальпія парогазової суміші, яка утворилася при однократному випаровуванні потоку  $G_p$  при температурі  $154 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $h_1$  – питома ентальпія потоку рідини  $G_p$ , який утворився після однократного випаровування потоку  $G_p$ .

Тепловий потік віддувного газу визначається за рівнянням

$$Q_2 = G'_2 \cdot c_p \cdot t \text{ ,}$$

де  $c_p$  – ізобарна масова теплоємність газу при температурі  $t = 154 \text{ }^\circ\text{C}$  [116].

Аналогічно визначається тепловий потік з рідинним залишком першого однократного випаровування сировини, який поступає до випарника з температурою  $t_2 = 105 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_5 = G_p \cdot c_{pp} \cdot t_2 \text{ ,}$$

та тепловий потік парогазової суміші, яка залишає десорбер з температурою  $t_n = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_6 = G_{nzc} \cdot c_{pnzc} \cdot t_n \text{ .}$$

Тепловий потік, який вноситься з апарата регенований розчин діетиленгліюлю при температурі  $t_1 = 154 \text{ }^\circ\text{C}$ , складає:

$$Q_7 = G'_p \cdot h_1 \text{ .}$$

Результати розрахунку складових рівняння теплового балансу (5.6) наведені в табл. 5.5.

Таблиця 5.5

Тепловий баланс десорбера базового варіанту

| Позначення теплових потоків, які вводяться до десорбера | Потужність теплового потоку, кВт | Позначення теплових потоків, які вводяться до десорбера | Потужність теплового потоку, кВт |
|---|----------------------------------|---|----------------------------------|
| $Q_1$   | 281,2                            | $Q_5$   | 273,55                           |
| $Q_2$   | 11,963                           | $Q_6$   | 14,97                            |
| $Q_3$   | 419,186                          | $Q_7$   | 418,767                          |
| $Q_4$   | $Q_4$                            | $Q_8$   | $Q_8$                            |
| $\Sigma$  | $712,35 + Q_4$                   | $\Sigma$  | $707,287 + Q_8$                  |

Остаточнo маємо:  $712,35 + Q_4 = 707,287 + Q_8$ .

Звідки  $Q_8 - Q_4 = 712,35 - 707,287 = 5,063 \text{ кВт}$ .

Тоді  $G_0 \cdot H_{100} - G_0 \cdot h_{97} = 5,063$ ,

$$G_0 = \frac{5,063}{H_{100} - h_{97}} = \frac{5,063}{2677 - 406} = 2,2294 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

або  $G_0 = 8,026 \text{ кг/год}$ ,

де  $H_{100}$  та  $h_{97}$  – ентальпія водяної пари при  $t_n = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  та ентальпія води при температурі  $t_0 = 97 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Значення теплових потоків:

$$Q_4 = G_0 \cdot h_{97} = 2,2294 \cdot 10^{-3} \cdot 406 = 0,905 \text{ кВт},$$

$$Q_8 = G_0 \cdot H_{100} = 2,2294 \cdot 10^{-3} \cdot 2677 = 5,968 \text{ кВт}.$$

З рівняння теплового балансу десорбера визначимо витрату теплового потоку  $Q_{\delta_n}$  на регенерацію 1 кг насиченого розчину гліколю:

$$Q_{\delta_n} = (Q_2 - Q'_2) + (Q_3 - Q_5) \quad , \quad (5.7)$$

де  $(Q_2 - Q'_2)$  – витрата теплового потоку на підігрів віддувного газу від температури  $t' = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  до температури  $t = 154 \text{ }^\circ\text{C}$ , а  $Q'_2$  – тепловий потік віддувного газу  $G'_2$  при температурі  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Оскільки

$$Q'_2 = G'_2 \cdot c_{p20} \cdot t' = \frac{103,73}{3600} \cdot 2,06 \cdot 20 = 1,222 \text{ кВт},$$

де  $c_{p20}$  розраховано за складом газу в табл. 2.10 [108], то за рівнянням (5.7) маємо:

$$Q_{\delta_n} = (11,963 - 1,222) + (419,186 - 273,55) = 156,377 \text{ кВт}.$$

Ця ж витрата в розрахунку на 1 кг регенованого розчину складатиме,  $Q_{\delta_p}$

$$Q_{\delta_p} = Q_{\delta_n} \cdot \frac{G_{2л.н}}{G'_p} = 156,377 \frac{3600}{3496,2} = 161,02 \text{ кВт.}$$

### 5.2.3. Матеріальний баланс десорбера нового варіанту

Рівняння матеріального балансу десорбера, схема матеріальних потоків якого зображена на рис. 5.4, має вигляд:

$$G_{2л.н} + G'_2 + G_0 + G_m + \Delta G_{2л.н} = G_{нзс} + G'_p + G_0 + G'_m + \Delta G'_{2л.н}, \quad (5.8)$$

де витрати потоків (кг/год):  $G_m$ ,  $G'_m$  – проміжного теплоносія на вході та виході з десорбера, відповідно;  $\Delta G_{2л.н}$ ,  $\Delta G'_{2л.н}$  – частка насиченого розчину діетиленгліколю для конденсації водяних парів в кількості 8,026 кг/год в укріплюючій частині апарата на вході та виході, відповідно. Решта позначень відповідає величинами рівняння (5.5) базового варіанту. Ліва частина рівняння (5.8) відповідає приходу, а права – витраті матеріальних потоків.

Слід зазначити, що в рівняння (5.8) не внесені матеріальні потоки регенованого розчину  $G'_p$  на виході з кубової частини масообмінної зони десорбера (рис. 5.4), так як ці потоки не взаємодіють матеріально з іншими потоками апарата. До того ж, вони входять до різних частин рівняння (5.8) і взаємно скорочуються. Аналогічна ситуація має місце з потоками  $G_m$  та  $\Delta G_{2л.н}$ , які знаходяться в тепловій взаємодії з іншими матеріальними потоками десорбера і не взаємодіють матеріально.

Із врахуванням того, що кінцевою метою є визначення затрат теплової енергії на регенерацію насиченого розчину діетиленгліколю, не має необхідності визначати величину  $G_m$ , яка дорівнює  $G'_m$ . В результаті скорочення цих потоків рівняння (5.7) набуває вигляду:

$$G_{2л.н} + G'_2 + G_0 + \Delta G_{2л.н} = G_{нзс} + G'_p + G_0 + \Delta G'_{2л.н}. \quad (5.9)$$

В рівнянні (5.10) витрати  $G'_2$ ,  $G_0$ ,  $G_{нзс}$ ,  $G'_p$  визначаються за формулами, які введені в п.5.2.1., і мають такі ж значення як і в базовому варіанті (табл. 5.4).

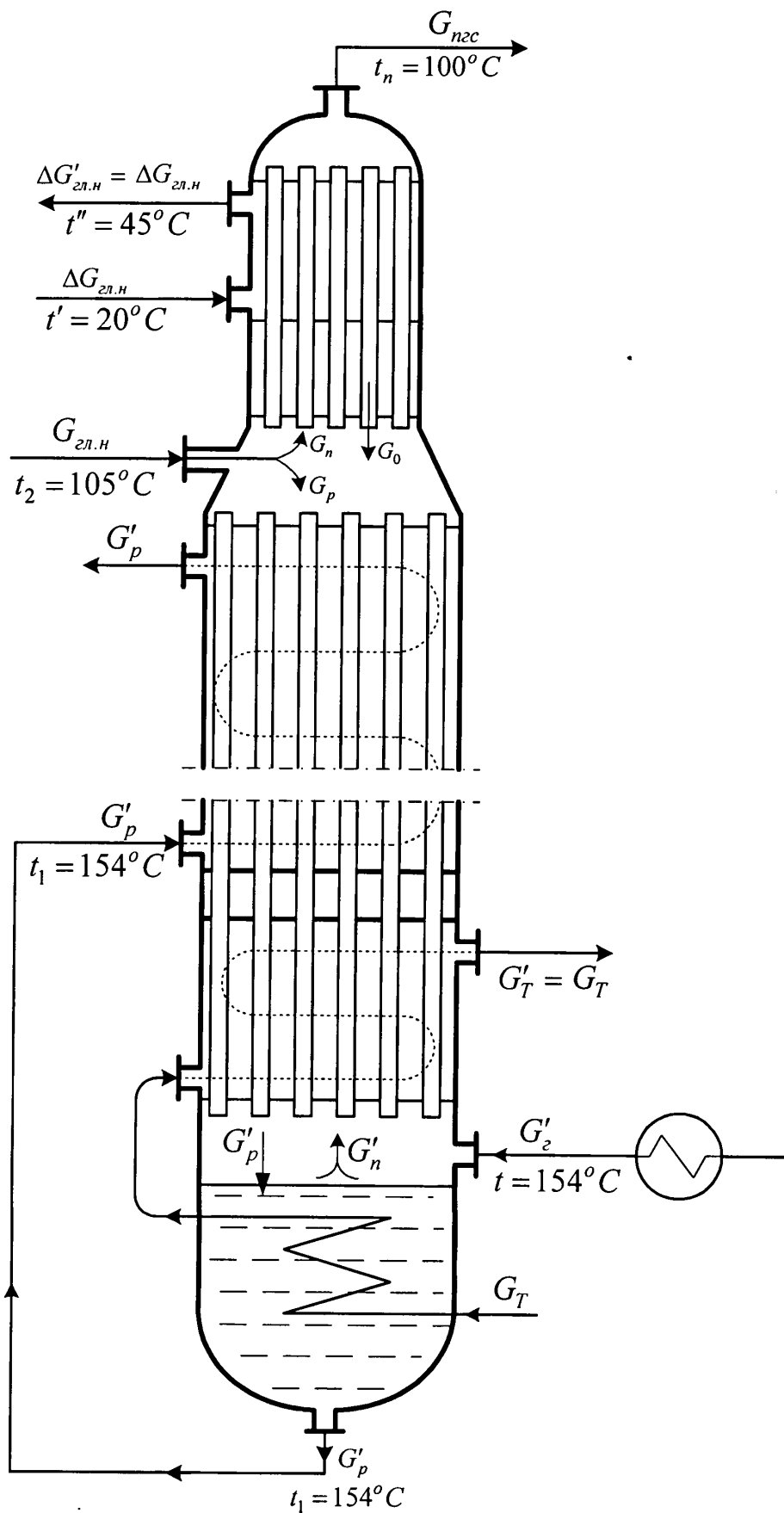


Рис. 5.6. Схема матеріальних потоків десорбера нового варіанту для регенерації розчину діетиленгліколю

Витрата насиченого розчину діетиленгліколю, який використовується для забезпечення конденсації зазначених водяних парів в трубному просторі верхньої частини десорбера та охолодження їх до температури  $97\text{ }^{\circ}\text{C}$ , визначається за рівнянням:

$$\Delta G_{\text{гл.н}}(h_{45} - h_{20}) = G_0(H_{100} - h_{97}) \quad (5.10)$$

Тоді

$$\Delta G_{\text{гл.н}} = G_0 \frac{(H_{100} - h_{97})}{(c_{p45} \cdot 45 - c_{p20} \cdot 20)} = 8,026 \frac{(2677 - 406)}{(2,425 \cdot 45 - 2,39 \cdot 20)} = 291,51 \text{ кг/год},$$

де  $c_p$  – ізобарна масова теплоємність діетиленгліколю при температурі  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  та  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ .

Результати розрахунку всіх складових рівняння матеріального балансу (5.9) наведені в табл. 5.6.

Таблиця 5.6

Матеріальний баланс десорбера нового варіанту

| Позначення витрати потоку, який поступає до десорбера | Кількість, $\text{кг}/\text{год}$ | Позначення витрати потоку, який виводиться з десорбера | Кількість, $\text{кг}/\text{год}$ |
|---|-----------------------------------|--|-----------------------------------|
| $G_{\text{гл.н}}$                                     | 3600                              | $G_{\text{гс}}$  | 210,53                            |
| $G'_2$  | 106,73                            | $G'_p$   | 3496,20                           |
| $\Delta G_{\text{гл.н}}$                              | 291,51                            | $\Delta G_{\text{гл.н}}$                               | 291,51                            |
| $G_0$   | 8,026                             | $G_0$  | 8,026                             |
| $\Sigma$  | 4006,266                          | $\Sigma$   | 4006,266                          |

#### 5.2.4. Тепловий баланс десорбера нового варіанту

Рівняння теплового балансу десорбера з трубчастою насадкою за своїми складниками відрізняється від рівняння (5.6) базового варіанту і має вигляд:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = +Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10}, \quad (5.11)$$

де теплові потоки ( $\kappa Bm$ ):  $Q_1, Q_2, Q_4, Q_6, Q_7$  – ті ж, що і в рівнянні (5.6) базового варіанту;  $Q_3, Q_8$  – з часткою насиченого розчину діетиленгліколю на вході до міжтрубного простору верхньої частини апарата та на виході з нього, відповідно;  $Q_5, Q_{10}$  – з проміжним теплоносієм на вході до кубової частини десорбера та на виході з міжтрубного простору, відповідно;  $Q_9$  – з водяним орошенням, яке випарувалось в десорбері. Ліва частина рівняння (5.11) – прихідна, а права – витратна.

До рівняння (5.11) не внесені тепловий потік регенованого розчину діетиленгліколю з температурою  $154^\circ C$  на виході з кубової частини десорбера та цей же тепловий потік і з тією ж температурою на вході до міжтрубного простору масообмінної зони, так як вони входять до різних частин рівняння і, взаємно скоротившись, не впливають на кінцевий результат.

Кількість значення теплових потоків  $Q_1, Q_2, Q_4, Q_6, Q_7, Q_9$  визначаються за тими ж рівняннями, які наведені в п.5.2.2 для базового варіанту.

Теплові потоки  $Q_3, Q_8$ , перший з яких вводиться, а другий – виводиться з міжтрубного простору верхньої частини апарата з часткою насиченого розчину діетиленгліколю, визначаються з врахуванням рівняння (5.10) за формулами:

$$Q_5 = \Delta G_{2l.n} \cdot c_{p20} \cdot t - \Delta G_{2l.n} \cdot h_{20} ,$$

$$Q_{10} = \Delta G'_{2l.n} \cdot c_{p45} \cdot t' - \Delta G_{2l.n} \cdot h_{45} ,$$

де  $t = 20^\circ C$ ,  $t' = 45^\circ C$ , а значення теплоємностей  $c_p$  і взято з [123].

Результати розрахунку складових рівняння (5.11) наведені в табл. 5.7.

З врахуванням даних табл.5.8 рівняння (5.12) набуває вигляду

$$297,842 + Q_5 = 29,775 + Q_{7i} + Q_{10} .$$

З останнього виразу визначається потік теплової енергії  $Q_T$ , який віддає в десорбері проміжний теплоносій на регенерацію розчину діетиленгліколю:

$$Q_T = (Q_5 - Q_{10}) = 29,775 + Q_{7i} - 297,842 = Q_{7i} - 268,067 . \quad (5.12)$$



Таблиця 5.7

## Тепловий баланс десорбера нового варіанту

| Позначення теплових потоків, які вводяться до десорбера | Потужність теплового потоку, <i>кВт</i> | Позначення теплових потоків, які виводяться з десорбера | Потужність теплового потоку, <i>кВт</i> |
|---|---|---|---|
| $Q_1$   | 281,2                                   | $Q_6$   | 14,97                                   |
| $Q_2$   | 11,963                                  | $Q_7$   | $Q_{7i}$                                |
| $Q_3$   | 3,773                                   | $Q_8$   | 8,8365                                  |
| $Q_4$   | 0,906                                   | $Q_9$   | 5,968                                   |
| $Q_5$   | -                                       | $Q_{10}$  | -                                       |
| $\Sigma$  | $297,842 + Q_5$                         | $\Sigma$  | $29,775 + Q_{7i} + Q_{10}$              |

Тепловий потік, який виводиться з міжтрубного простору апарата регенованним розчином діетиленгліколю  $Q_7$ , залежить від його температури. Остання в даних умовах визначається значеннями площі поверхні теплообміну та коефіцієнта теплопередачі теплообмінника – масообмінної зони десорбера. Оскільки зазначені параметри не відомі, то апріорі приймаємо до розгляду три варіанти зменшення температури регенованого розчину в результаті теплообміну з матеріальними потоками трубного простору: на  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  та  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  від температури на вході  $154\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура регенованого розчину на виході з міжтрубного простору десорбера обмежена умовою: за рахунок теплової енергії цього потоку потрібно нагріти в теплообмінних апаратах (поз.3, рис. 5.4) потік насиченого розчину діетиленгліколю від температури контакту фаз в абсорбері до температури  $105\text{ }^{\circ}\text{C}$  на вході в десорбер. При прийнятій найменшій температурі регенованого розчину  $(154 - 25) = 129\text{ }^{\circ}\text{C}$  на виході з десорбера та температурі контакту  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ця умова виконується: після обміну теплотою з насиченим розчином в теплообмінниках температура регенованого розчину на вході до абсорбера складатиме  $\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Це відповідає існуючим на практиці технологічним режимам роботи установок абсорбційного осушення природного газу [17].

Потужності теплового потоку  $Q_{7i}$  визначено за рівнянням

$$Q_{7i} = G'_p \cdot h_i = G'_p \cdot c_{p_i} \cdot t_{1i}$$

наведено в табл. 5.8. Там же подано потужності теплових потоків  $Q_T$  та  $Q_{нр}$ .

Таблиця 5.8

Потужності теплових потоків  $Q_{7i}$ ,  $Q_T$  та  $Q_{нр}$  залежно від зміни температури насиченого розчину діетиленгліколю ( $x_1 = 98,5$  % мас.;  $x_2 = 96,5$  % мас.)

| Зміна температури ( $154 - t_{1i}$ ), °C | Ізобарна масова теплоємність при температурі $t_i$ , кДж/(кг·K) | Потужності теплових потоків, кВт |        |          |
|--|---|----------------------------------|--------|----------|
|  |   | $Q_{7i}$                         | $Q_T$  | $Q_{нр}$ |
| 15                                       | 2,75  | 371,29                           | 103,22 | 117,34   |
| 20                                       | 2,70  | 351,37                           | 83,30  | 96,83    |
| 25                                       | 2,65  | 331,93                           | 63,92  | 76,88    |

Останній характеризує витрати теплової енергії на регенерацію насиченого розчину діетиленгліколю в десорбері нового варіанту і його віднесено до 1 кг регенованого розчину діетиленгліколю:

$$Q_{нр} = [(Q_2 - Q'_2) + Q_T] \cdot \frac{G_{г.н.}}{G'_p},$$

де  $Q'_2$  визначено в п.5.2.2.

Співставлення витрачених теплових потоків на регенерацію розчину діетиленгліколю нового варіанту та базового,  $Q_{\delta_p} = 161,02$  кВт, свідчить, що новий варіант має зменшення витрат на регенерацію від 27,1 % до 52,3 % проти базового варіанту.

### 5.2.5. Про гідродинамічні та теплообмінні показники роботи десорбера

Досягнуті завдяки виконаним дослідженням результати дозволяють визначити основні гідродинамічні показники роботи десорбера та значення коефіцієнта теплоіддачі між плівкою розчину діетиленгліколю та парогазовою фазою в трубчастій асадці за патентом [87].

З гідравлічної точки зору найбільш навантаженою є верхня частина масообмінної зони десорбера: всередині трубчастої насадки зверху вниз по стінці труби стікає щойно поданий до десорбера насичений розчин діетиленгліколю, а протитечею до нього рухається майже вся парогазова суміш, яка утворилась в нижній частині десорбера.

За вихідні дані візьмемо ті ж, що були сформовані в п.5.2 для складання матеріального та теплового балансів десорбера (с.117-118). Витрати матеріальних потоків візьмемо з табл.5.6 для десорбера нового варіанту.

Температуру парогазової суміші у верхній частині масообмінної зони десорбера приймемо рівною  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Теплофізичні властивості парогазової суміші при цій температурі мають значення:  $z = 0,9993$ ;  $\rho_0 = 0,67\text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{роб}} = 38,6\text{ кг/м}^3$ ;

$$\mu_2 = 15,9 \cdot 10^{-6}\text{ Па}\cdot\text{с}; \lambda_2 = 2,9162 \cdot 10^{-2}\text{ Вт/м}\cdot\text{К} [119].$$

При температурі  $105\text{ }^{\circ}\text{C}$  для насиченого розчину діетиленгліколю маємо:  $x_1 = 8,5\text{ \% мас.}$ ,  $\rho = 1058,0\text{ кг/м}^3$  [17],  $c_p = 2725\text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  [17],  $\lambda = 0,185\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  [17],  $\mu = 2,3\text{ мПа}\cdot\text{с}$  [123]. Критерій Прандтля для розчину діетиленгліколю при темпера-

$$\text{при } 105\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ складатиме } Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{2,3 \cdot 10^{-3} \cdot 2725,0}{0,185} = 33,878.$$

За рівнянням (3.6) знаходимо швидкість підвисання

$$w_n = 2,988\text{ м/с},$$

$$\frac{L}{G} = \frac{3499,56}{210,53} = 16,623.$$

Оскільки відношення  $\frac{L}{G}$  в даному випадку знаходиться за межами зміни цього параметра в наших дослідженнях при отриманні формули (3.4), то швидкість газу за робочих умов дещо обмежимо і приймемо  $w = 0,85 \cdot w_n = 0,85 \cdot 2,988 = 2,54\text{ м/с}$  в розрахунку на повний переріз трубчастої насадки за варіантом №1.

Тоді кількість труб масообмінної зони десорбера складатиме

$$n = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \pi \cdot d^2 \cdot w} = \frac{4 \cdot 210,53}{3600 \cdot 3,1415 \cdot 0,025^2 \cdot 2,54} = 62 \text{ шт.}$$

Найближче число труб [124] при розташуванні по шестикутниках або по концентричним колам складає 61 шт, що близько до розрахункової кількості. При такій кількості труб та їх зовнішньому діаметрі 30 мм внутрішній діаметр корпусу нижньої частини десорбера дорівнюватиме 400 мм [125].

Розраховуємо критерії подібності:

- Рейнольдса для парогазової суміші:  $Re_z = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{2,54 \cdot 0,025 \cdot 0,753}{15,9 \cdot 10^{-6}} = 3007,1$  ;

- Рейнольдса для насиченого розчину діетиленгліколю:

$$Re_p = \frac{4 \cdot L}{\mu_p \cdot \pi \cdot d} = \frac{4 \cdot 3499,56}{2,3 \cdot 10^{-3} \cdot 3,1415 \cdot 0,025} = 1249,9$$
 ;

- Прандтля для насиченого розчину діетиленгліколю:

$$Pr = \frac{\mu_p \cdot c_{pp}}{\lambda_p} = \frac{2,3 \cdot 10^{-3} \cdot 2725,0}{0,185} = 33,88$$
 .

За рівнянням (3.13) розраховуємо критерій Ейлера:

$$Eu = 1,9296 \cdot Re_z^{0,0572} \cdot Re_p^{0,323} \cdot Pr^{0,38} = 1,9296 \cdot 3007,1^{0,0572} \cdot 1249,9^{0,323} \cdot 33,88^{0,38} = 69,55$$
 .

Відки гідравлічний опір 1 м трубчастої насадки:

$$\frac{\Delta p}{l} = Eu \cdot \rho_z \cdot w^2 = 69,55 \cdot 0,753 \cdot 2,54^2 = 338 \frac{\text{Па}}{\text{м}}, \text{ або } 34,5 \text{ мм.вод.ст./м}$$
 .

За рівнянням (4.5) знаходимо критерій Нуссельта:

$$Nu = 1,3544 \cdot 10^{-4} \cdot Re_n^{1,514} \cdot Re_m^{-0,192} \cdot Pr_m^{0,222} = 1,3544 \cdot 10^{-4} \cdot 3007,1^{1,514} \cdot 1249,9^{-0,192} \cdot 33,88^{0,222} = 15,12$$
 .

Коефіцієнт тепловіддачі між парогазовою сумішшю та плівкою насиченого розчину діетиленгліколю:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_z}{d} = \frac{15,12 \cdot 2,9162 \cdot 10^{-2}}{0,025} = 17,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$
 .

Отримане значення коефіцієнта тепловіддачі характеризує конвективний теплообмін між парогазовою сумішшю та плівкою насиченого розчину на внутрішній поверхні труби за умови, що відсутній теплообмін між матеріальними потоками в трубному і затрубному просторах. В розглянутому новому варіанті десорбера такий теплообмін в масообмінній зоні матиме місце і протікатиме одночасно з масообміном в трубному просторі. В такій конфігурації протікання зазначених процесів явище ще не вивчене зовсім.

Зауважимо, що значення критерія Рейнольдса для розчину діетиленгліколю в розглянутому вище розрахунку знаходиться за межами зміни даного критерія в наведених в розд.3,4 дослідах з гідродинаміки та теплообміну. Але його значення  $Re_p = 1249,9$  свідчить, що плівка розчину в трубчастій насадці все ще зберігає ламінарний режим руху, оскільки турбулентний режим руху плівки в трубі без дротяної спіралі на стінці настає, як вже вказувалось в розд.3, при  $Re_p > 1600$  [95]. До того ж, спіраль перешкоджає вільному, гравітаційному рухові плівки зверху вниз, тобто уповільнює її осьову швидкість. Це теж сприяє збереженню ламінарного режиму руху плівки. Таким чином, наявність того ж режиму руху плівки в даному прикладі, що є і в наших дослідах, де були отримані формули (3.13) та (4.5), свідчить на користь надійності отриманих результатів.

Висота тепломасообмінної зони десорбера визначається за формулою (5.4). При кількості одиниць переносу  $N_{ze} = (10 \div 12)$  вона знаходитиметься в межах  $H_m = (4 \div 6)$  м. Загальна висота  $H$  десорбера

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_m + H_4 ,$$

де  $H_1 = 0,6$  м – висота верхньої камери колони;  $H_2 = 1$  м – висота укріплювальної частини колони;  $H_3 = 1,2$  м – висота секції живлення десорбера;  $H_4 = 1,5$  м – висота дубової частини десорбера. Зазначені висоти взяті з врахуванням існуючих конструкцій десорберів [65,108,111,95]. Тоді загальна висота десорбера складатиме орієнтовно  $(8,3 - 10,3)$  м.

### 5.3. Експлуатаційні показники собівартості абсорбційного осушення природного газу при застосуванні трубчастої насадки

При вивченні впливу різноманітних факторів на собівартість абсорбційного осушення природного газу розчинами діетиленгліколю для базового і нового варіантів не беруться до уваги такі показники: чисельність обслуговуючого персоналу та його зарплата, амортизація основних фондів, витрати на утримання обладнання. Отже, слід розуміти, що ці показники однакові для обох варіантів.

Галанін І.А., Бородіна І.І. в роботі [107] навели дані, що при осушенні природного газу діетиленгліколем збільшення тиску абсорбції призводить до зростання витрати електроенергії на циркуляцію гліколю та охолодної води, на привід вакуум-насоса. Але при абсорбції 1-2,5 % мас. вологи діетиленгліколем в загальній структурі експлуатаційних затрат частка вартості електроенергії складає всього 1,4 % при тиску 1,5 МПа і 3,6 % при тиску 10 МПа. Тобто, витрати електроенергії не значно впливають на загальні експлуатаційні затрати порівняно з визначальними факторами – вартістю втрат діетиленгліколю та витрат теплової енергії на регенерацію. Станне відзначалося на початку даного розділу (с. 110).

На підставі викладеного нижче подано аналіз залежності вартостей втрат діетиленгліколю та витрат теплової енергії на регенерацію в межах зміни тиску абсорбції від 2 до 7 МПа для базового і нового варіантів. При цьому в абсорбері нового варіанту (рис. 5.4) з метою зменшення втрат діетиленгліколю від механічного винесення використано в якості контактної масообмінної пристрою трубчасту насадку за патентом [87].

Витрати теплоти на регенерацію розчину діетиленгліколю в розрахунку на 1000 м<sup>3</sup> осушеного газу визначені для зміни концентрації розчину діетиленгліколю  $x_1 - x_2 = 98,5 - 96,5 = 2$  % мас. (п.5.2, вихідні дані):

$$\left. \begin{aligned} Q_{\delta} &= Q_{\delta_p} \cdot L \\ Q_n &= Q_{n_p} \cdot L \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

де значення питомої масової витрати регенованого розчину  $L$  взяті з табл.5.1.

Тоді економія теплової енергії  $Q_e$  від запровадження нової технології на стадії регенерації діетиленгліколю складатиме

$$Q_e = Q_\delta - Q_n \quad (5.14)$$

Кількість заощадженого природного газу  $V_0$  (за н.у.), який спалюється в технологічній печі для підігріву проміжного теплоносія і віддувного газу, дорівнюватиме

$$V_0 = \frac{Q_e}{Q_c \cdot \rho_0 \cdot \eta_b} \quad (5.15)$$

де  $Q_c$  – нижча теплота згоряння природного газу за його сухим складом,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $\rho_0$  – густина природного газу за н.у.;  $\eta_b$  – коефіцієнт корисної дії бруто технологічної печі, частка від одиниці.

Вартість заощадженого природного газу  $E_Q$  ( $\text{грн.}/1000 \text{ м}^3 \text{ газу}$ ), економія або зекономленість – вартість заощадженої теплової енергії, складе:

$$E_Q = \frac{V_0}{1000} \cdot C \quad (5.16)$$

де  $C$  – ціна  $1000 \text{ м}^3$  природного газу в гривнях, яка в 2002 році складала в ДК “Газ України” 331 гривню (без 20 % податку на додану вартість).

Нижча теплота згоряння сухого газу та коефіцієнт корисної дії технологічної печі ЦС-1 взяті із технологічного регламенту установки підготовки газу Богороднянського ЛВУМГ:  $Q_c = 37166 \text{ кДж}/\text{кг}$ ,  $\eta_{\delta_p} = 0,8$ . Результати розрахунків за формулами (5.13) – (5.16) для тисків абсорбції (2 ÷ 7) МПа наведені в табл. 5.9. До цієї ж таблиці внесена вартість заощадженого діетиленгліколю  $E_{\text{дл}}$  ( $\text{грн.}/1000 \text{ м}^3 \text{ газу}$ ) (рис. 5.3).

В розрахунках використані витрати теплоти нового варіанту на стадії регенерації діетиленгліколю за умови двох температур регенованого діетиленгліколю на виході з міжтрубного простору десорбера:  $Q_H^{15}$  – при  $t_l = 154 - 15 = 139 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $Q_H^{25}$  –

при  $t_l = 154 - 25 = 129$  °C. Тому сумарна вартість  $E_{\Sigma}$  заощадженого діетиленгліколю та заощадженої теплової енергії в таблиці подана як

$$E_{zn} + E_Q^{15} = E_{\Sigma}^{15} ,$$

$$E_{zn} + E_Q^{25} = E_{\Sigma}^{25} .$$

Таблиця 5.9

Залежність витрат теплоти на регенерацію діетиленгліколю, вартостей заощадженої теплової енергії на стадії регенерації та заощадженого діетиленгліколю від тиску абсорбції в розрахунку на  $1000 \text{ м}^3$  газу ( $x_1 = 98,5$  % мас.;  $x_2 = 96,5$  %: мас.)

| Показник та його<br>одиниці вимірювання | Абсолютний тиск абсорбції, МПа |      |      |      |      |      |
|---|--------------------------------|------|------|------|------|------|
|   | 2                              | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    |
| $Q_{\delta}$ , кДж                      | 6557                           | 4591 | 3612 | 3022 | 2630 | 2349 |
| $Q_H^{15}$ , кДж                        | 4778                           | 3347 | 2632 | 2202 | 1916 | 1712 |
| $Q_H^{25}$ , кДж                        | 3131                           | 2193 | 1732 | 1443 | 1255 | 1122 |
| $E_Q^{15} \cdot 10^2$ , грн.            | 2,72                           | 1,90 | 1,50 | 1,25 | 1,09 | 0,97 |
| $E_Q^{25} \cdot 10^2$ , грн.            | 5,24                           | 3,67 | 2,89 | 2,42 | 2,10 | 1,88 |
| $E_{zn} \cdot 10^2$ , грн.              | 3,00                           | 3,84 | 4,16 | 4,33 | 4,43 | 4,50 |
| $E_{\Sigma}^{15} \cdot 10^2$ , грн.     | 5,72                           | 5,74 | 5,66 | 5,58 | 5,52 | 5,47 |
| $E_{\Sigma}^{25} \cdot 10^2$ , грн.     | 8,24                           | 7,51 | 7,05 | 6,75 | 6,53 | 6,38 |

За даними табл.5.9 побудовано графік  $E_i = f(p)$  (рис. 5.7).

Аналіз отриманих результатів свідчить, що із збільшенням тиску абсорбції від до 7 МПа, тобто в 3,5 рази, витрати теплової енергії на регенерацію діетиленгліколю за своїм характером зміни копіюють як якісно функціональну залежність  $E = f(p)$ , так і кількісно, зменшуючись в 2,79 рази (табл.5.1). Цей висновок співпадає з даними роботи [107], що засвідчує його надійність. Заощадження витрат теплової енергії на стадії регенерації за новим варіантом складає, як вже зазначалося вище, від 27,1 % до 52,3 % проти базового варіанту і від тиску абсорбції не залежить. По-



яснюється це незалежністю тиску десорбції від тиску абсорбції і тим, що в наших розрахунках при зміні останнього перший залишався сталим.

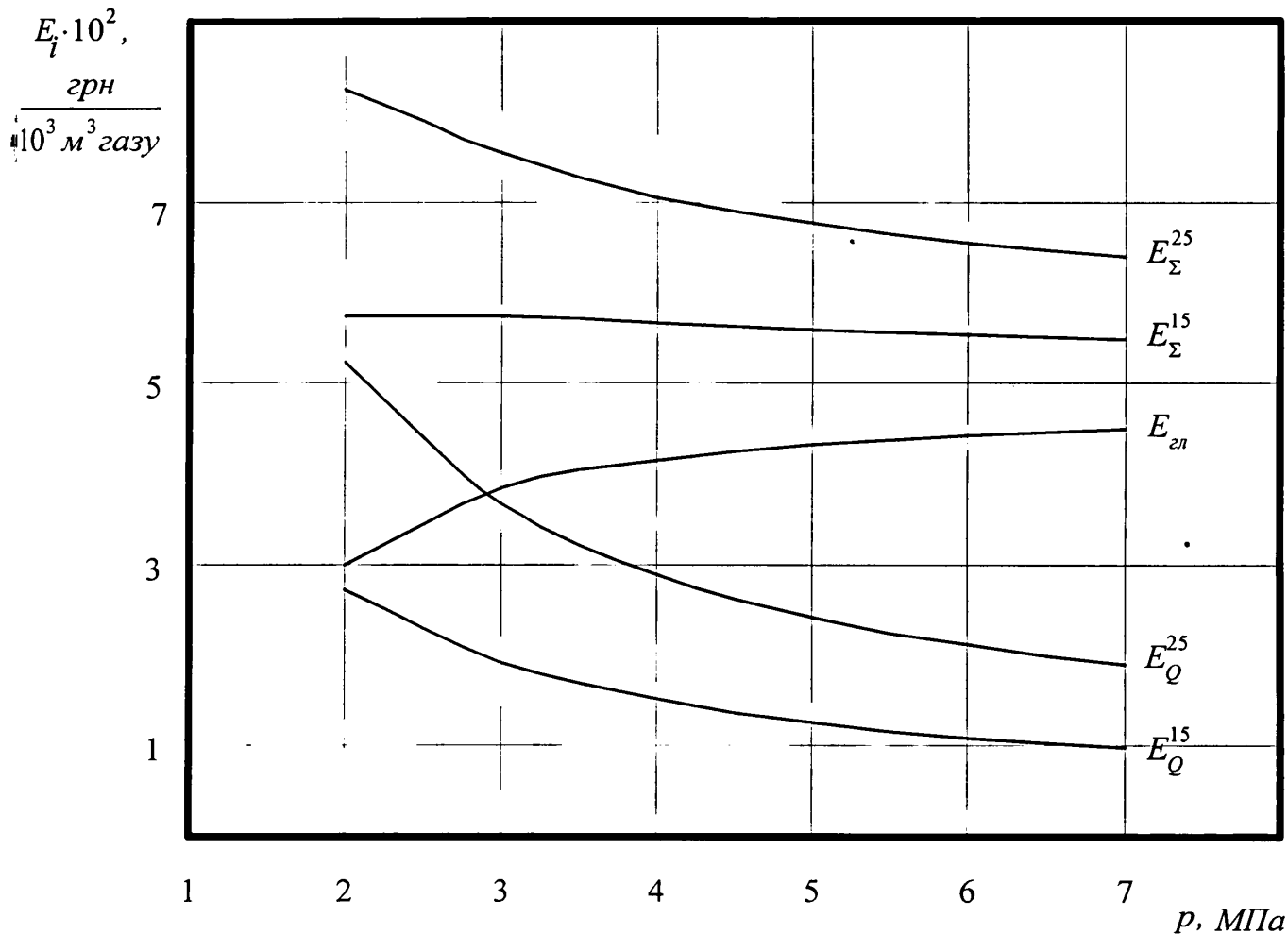


Рис. 5.7. Залежність вартостей заощаджених теплової енергії  $E_Q^{15}$ ,  $E_Q^{25}$ , діетиле-нгликолю  $E_{эл}$  та їх суми  $E_{\Sigma}^{15}$ ,  $E_{\Sigma}^{25}$  від абсолютного тиску абсорбції  $p$  в розраху-нку на  $1000 \text{ м}^3$  осушеного природного газу.

$x_1 = 98,5 \%$  мас.;  $x_2 = 96,5 \%$ : мас.; температура контакту фаз в абсорбері  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; насадка трубчаста за варіантом №1.

Сумарна вартість заощаджень  $E_{\Sigma}$  при зростанні тиску абсорбції від 2 до  $7 \text{ МПа}$  зменшується на 4,37 % для  $E_{\Sigma}^{15}$  і на 22,6 % для  $E_{\Sigma}^{25}$  від сумарної вартості заощаджень при тиску  $2 \text{ МПа}$ . Зазначена різниця пояснюється зміною співвідношення між  $E_{эл}$  і  $E_Q$  при збільшенні заощадження теплової енергії на стадії регенерації. При продуктивності установки осушення  $100 \text{ млн. м}^3/\text{добу}$  газу та при тиску абсорб-

ції, наприклад, 5 МПа сумарна вартість заощаджень складе від 5580 грн./добу до 6750 грн./добу.

#### 5.4. Стадія абсорбції з використанням охолодженого розчину діетиленгліколю

Великий викидний енергетичний потенціал продуктів спалювання природного газу на привідних газових турбінах компресорних станцій газотранспортної системи України, який сьогодні спричиняє теплове забруднення довкілля, може бути використаний не тільки для виробництва електроенергії, але і для забезпечення енергією новітніх технологій осушення природного газу від вологи. Прикладом такої технології є спосіб осушення природного газу за патентом [115] (рис. 5.8), в якому повною мірою використовуються потенційні можливості трубчастих насадок.

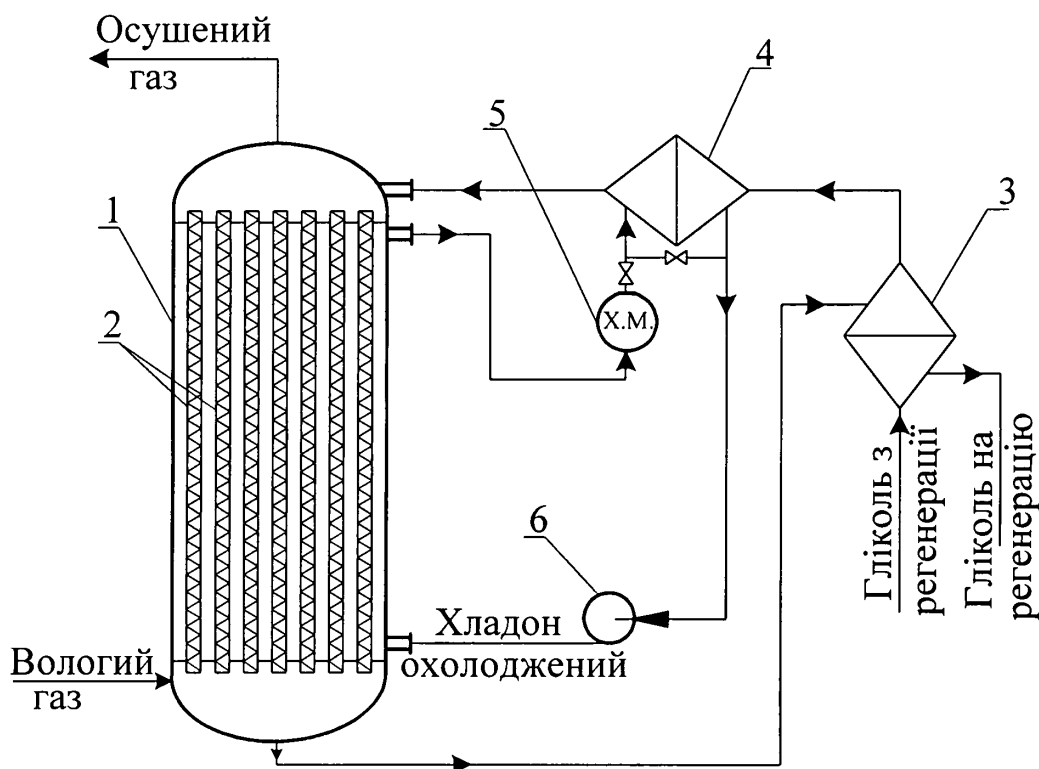


Рис.5.4. Схема абсорбційного осушення природного газу з використанням штучного холоду за патентом України № 25390 А

- 1 – абсорбер; 2 – трубчаста насадка; 3 – рекуперативний теплообмінник; 4 – холодильник; 5 – абсорбційна холодильна машина; 6 – циркуляційний насос.

Ефективність, тобто глибина осушення газу, визначається в основному двома факторами [114,17]: тиском насичених парів води над розчином гліколю та ступенем наближення системи “газ-рідина” до фазової рівноваги. В традиційних технологічних схемах абсорбційного осушення природного газу (рис. 5.1) зменшення тиску насичених парів води забезпечується застосуванням сильно концентрованих розчинів гліколів (більше 98 % мас.). А в способі за патентом [115] це досягається за рахунок зниження температури розчину діетиленгліколю і підтриманням такої температури розчину в масообмінній зоні абсорбера. Ступінь ж наближення до фазової рівноваги поліпшується шляхом збільшення числа одиниць переносу, тобто висоти масообмінної зони апарата, або підвищенням питомої витрати свіжого гліколю. Останнє впливає із фізичної суті процесу абсорбційного осушення газу і справедливе для будь-яких варіантів технологічних схем та конструкцій абсорберів.

Для контактування осушуваного газу з абсорбентом в схемі на рис.5.8 використовується абсорбер з трубчастою насадкою, в якому попередньо охолоджений до низької температури абсорбент стікає плівкою по внутрішній циліндричній поверхні насадки, а газ рухається за протитечією. Регенований абсорбент перед подачею в абсорбер попередньо охолоджується насиченим абсорбентом в теплообміннику 3, а потім охолоджується до робочої температури в холодильнику 4. Хладон, охолоджений холодильною машиною 5, циркулює через міжтрубний простір абсорбера 1, підтримуючи незмінно низькою температуру плівки гліколю на стінках труб. Останнє сприяє збереженню високої поглинальної здатності гліколю по всій висоті зони контактування фаз: коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубчастої насадки до рідини-хладона значно більший за коефіцієнт тепловіддачі від газу до внутрішньої поверхні труб, по якій стікає гліколь. Тому завдяки великому коефіцієнту теплопровідності металу, температура внутрішньої поверхні труби з плівкою гліколю буде близька до температури хладона в міжтрубному просторі.

Застосування штучного холоду дозволяє здійснювати осушення природного газу до точки роси по волозі  $(-10) ^\circ\text{C}$  розчинами діетиленгліколю з концентрацією 90 – 93,5) % мас. при підтриманні його температури від  $0 ^\circ\text{C}$  до  $10 ^\circ\text{C}$  проти 98,5 – 99,5) % мас. в традиційних схемах. Завдяки зниженій концентрації розчину

діетиленгліколю зменшуються його втрати з механічним винесенням, а процес регенерації реалізується при атмосферному тиску з відповідною економією теплової енергії порівняно з регенерацією насиченого діетиленгліколю з концентраціями (96 - 98) % мас.

Масообмінна зона абсорбера з трубчастої насадки відносно осушуваного природного газу служитиме не тільки контактним абсорбційним пристроєм, але і теплообмінним апаратом – холодильником. Від кількості відведеної від газу теплоти залежатиме холодопродуктивність холодильної машини. Нижче наведено розрахунок - оцінку зазначеної кількості теплоти для абсорбера продуктивністю 10 млн.м<sup>3</sup>/добу газу.

Вихідні дані: абсолютний тиск в апараті  $p = 5,2 \text{ МПа}$ , температура газу на вході  $t'_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка роси газу по волозі на виході  $t_p = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура регенованого діетиленгліколю на вході  $t_{21} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура хладона – води на вході до міжтрубного простору масообмінної зони  $t'_x = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ ; склад газу наведено в розд. 3, С. 71. Насадка трубчаста,  $d = 0,025 \text{ м}$ , за варіантом №1.

Значення теплофізичних властивостей при тиску газу 5,2 МПа і його температурі 17 °С, яку маємо як середню розрахункову, визначені за вказаними нижче методиками і складають: масова ізобарна теплоємність  $c_p = 2,602 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – [116]; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu = 11,32 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – [117,118]; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 80,36 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – [117,118,119]; густина газу за робочих умов при коефіцієнті стисливості  $z = 0,898$  [119] –  $\rho = 39,18 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до внутрішньої поверхні труб визначаємо за формулою Нуссельта для випадку турбулентного режиму руху теплоносія:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 31746^{0,8} \cdot 0,3797^{0,43} = 60,164 ,$$

де критерій Рейнольдса розраховано за швидкістю підвисання  $W_n = 0,419 \text{ м/с}$  (ф.(3.6)). Коефіцієнт тепловіддачі –

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{60,164 \cdot 80,36 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 193,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Застосувати отримане в розд. 4 рівняння (4.5) для визначення коефіцієнта тепловіддачі у даному випадку неможливо через значення критерія Рейнольдса, який майже в 10 разів більший від значень цього ж критерія, в межах зміни яких формула (4.5) справедлива.

За даними Щукіна В.К. [88], гвинтовий завихрювач в трубі здатен підвищити коефіцієнт тепловіддачі в  $\sim 1,5$  рази. Оскільки завихрювач за варіантом №1 краще турбулізує потік газу порівняно з гвинтовим завихрювачем (р.4, рис. 4.1), то збільшуємо розрахункове значення коефіцієнта тепловіддачі в 1,75 разів:  $193,4 \cdot 1,75 = 338,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

В теплообмінній апаратурі коефіцієнт теплопередачі завжди менший за меншого коефіцієнта тепловіддачі, а в даному випадку коефіцієнт тепловіддачі хладона води в міжтрубному просторі буде складати понад  $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то приймаємо значення коефіцієнта теплопередачі на рівні  $300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , що менше за  $338,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Визначаємо витрату газу за робочих умов:

$$\text{– об'ємну: } V = V_0 \frac{p_0 \cdot T}{p \cdot T_0} \cdot z = \frac{10 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{0,101325 \cdot 290}{5,2 \cdot 273} \cdot 0,898 = 2,151 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{– масову: } G = V \cdot \rho = 2,151 \cdot 39,18 = 84,276 \text{ кг}/\text{с}.$$

При висоті масообмінної зони  $h = 1 \text{ м}$  площа поверхні теплообміну  $F$ , віднесена до внутрішнього діаметра трубчасті насадки, складатиме:

$$F = \frac{4 \cdot V \cdot h}{W \cdot d} = \frac{4 \cdot 2,151 \cdot 1}{0,419 \cdot 0,025} = 821,4 \text{ м}^2.$$

$$\text{Умовний еквівалент газу } W_z = c_p \cdot G = 2,602 \cdot 84,276 = 219,287 \text{ кВт}/\text{К}.$$

Умовний еквівалент хладона  $W_x$  приймаємо як такий, що дорівнює

$$W_x = \frac{W_z}{1,5} = \frac{219,287}{1,5} = 146,191 \text{ кВт/К}.$$

За методикою [105] визначаємо зміну температури газу  $\delta t_z$  в результаті його охолодження без врахування теплоти абсорбції, яка, по-перше, при тиску 5,2 МПа не значна [108], по-друге, вона відводиться хладоном. Для випадку прямотечії газу і хладона (рис.5.2) маємо:

$$\begin{aligned} \delta t_z &= (t'_z - t'_x) \cdot \frac{1 - \exp[-(1 + W_z/W_x) \cdot (kF/W_z)]}{1 + W_z/W_x} = \\ &= (20 - 3) \cdot \frac{1 - \exp[-(1 + 1,5) \cdot (300 \cdot 821,4/219,287)]}{1 + 1,5} = 6,39 \text{ }^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

де індексом „'” позначені температури газу і хладона на вході до абсорбера.

Температура осушеного газу  $t''_z$  на виході з абсорбера:

$$t''_z = t'_z - \delta t_z = 20 - 6,39 = 13,61 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура хладона на виході з абсорбера  $t''_x$  складає:

$$t''_x = t'_x + \delta t_z \frac{W_z}{W_x} = 3 + 6,39 \cdot 1,5 = 12,58 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ що забезпечить температуру гліколю в}$$

масообмінній зоні на рівні 7,8  $^\circ\text{C}$ . За такої температури розчину діетиленгліколю з концентрацією на вході до абсорбера ~93 % мас. можна осушити газ до температури точки роси по волозі - (10 – 12)  $^\circ\text{C}$  [108].

Кількість відведеної від газу теплоти  $Q$ :

$$Q = c_p \cdot G \cdot \delta t_z = 2,602 \cdot 84,276 \cdot 6,39 = 1401 \text{ кВт} = 1,401 \text{ МВт}.$$

При осушенні, наприклад, 250 млн.м<sup>3</sup> газу/добу в абсорберах із застосуванням штучного холоду потрібно буде відвести від газу 35,025 МВт теплової енергії. Для цього можна використати бромистолітєві ( $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ ) холодильні установки. Оскільки в даних машинах хладоном є вода, то такі установки використовуються для отримання холодної води з температурою 1,7 – 7  $^\circ\text{C}$  [120]. Промисловість випускає бромистолітєві холодильні установки холодопродуктивністю до 11,1 МВт.

За оцінкою ТОВ „Трансенергогаз”, на промисловому майданчику Богородчанського ЛВУМГ УМГ „Прикарпаттрансгаз” тепла потужність відхідних газів газотурбінного приводу компресорних станцій КС-21 „Союз” та КС-39 „Уренгой-Помари-Ужгород” досягає взимку 250 *MВт*, влітку – 160 *MВт*. Температура відхідних газів знаходиться в межах від 490 до 520 °С. При цьому енергетичному балансі у весняно-літній період середня електрична потужність когенераційної установки (парогазовий цикл) оцінена в межах 48 *MВт*, а в осінньо-зимовий період – до 67 *MВт*.

В складі управління на цьому ж майданчику, функціонує найпотужніша в Європі установка підготовки газу з проектною продуктивністю 235 млн.м<sup>3</sup>газу/добу, яка осушує газ перед входом до компресорних станцій. До складу установки входять три технологічні печі ЦС-1 підігріву проміжного теплоносія – реактивного палива Т-1 – до температури 250 °С для потреб регенерації гліколю, одна з яких – резервна. Номінальна потужність кожної печі – 11,63 *MВт* при коефіцієнті корисної дії бруто 80 %. Теплова потужність відхідних газів для двох печей складає 3,66 *MВт* при температурі газів 350 °С.

Ефективність бромистолітєвої холодильної установки оцінюється коефіцієнтом використання теплоти  $\xi$ , рівним відношенню теплоти, яка відведена від охолоджуваного об'єкту  $Q_2$ , до затраченої на це кількості теплоти  $Q_0$  при температурі вищій від температури навколишнього середовища

$$\xi = Q_2 / Q_0 \quad (5.10)$$

Сучасні одноступінчасті бромистолітєві холодильні установки мають значення  $\xi = 0,67 \div 1,25$  [121]. При значенні останнього  $\xi = 0,75$  з рівняння (5.10) витрата теплоти високого потенціалу  $Q_0$  при осушенні 250 млн.м<sup>3</sup>газу/добу складатиме:

$$Q_0 = Q_2 / \xi = 35,025 / 0,75 = 46,7 \text{ } MВт$$

при температурі бромистолітєвого розчину в генераторі установки 90 – 120 °С [121]. При цьому 7,8 % або 3,66 *MВт* цієї теплоти може бути забезпечено відхідни-

ми газами двох печей ЦС-1. Решта теплоти високого потенціалу –  $Q'_0 = 43,03 \text{ MBm}$ , постачається когенераційною установкою, яка працюватиме з використанням парогазового циклу в інтервалі температур  $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$  (відхідні гази) –  $t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$  (генератор холодильної установки як теплоприймач). При термічному коефіцієнті корисної дії парогазового циклу  $\eta_t = 0,3$ , що відповідає реальним умовам його експлуатації, витрата теплоти  $Q_1$  відхідних газів компресорних станцій при температурі  $500 \text{ }^\circ\text{C}$  складатиме

$$Q_1 = \frac{Q'_0}{1 - \eta_t} = \frac{43,04}{1 - 0,3} = 61,49 \text{ MBm}.$$

Різниця  $Q_1 - Q'_0 = 18,45 \text{ MBm}$  – корисна теплота парогазового циклу, яка використовується для генерації електричної енергії.

Решта теплоти відхідних газів газотранспортних машин споживатиметься парогазовим циклом когенераційної установки в інтервалі температур  $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$  –  $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Навіть у більш напружений весняно-літній період ця кількість теплоти складатиме  $160 - 61,49 = 98,51 \text{ MBm}$ , що в сумі з парогазовим циклом в інтервалі температур  $(500 - 120) \text{ }^\circ\text{C}$  забезпечить генерацію  $48 \text{ MBm}$  електроенергії (за прогнозом ГОВ „Трансенергогаз”).

Якщо установка осушення газу функціонує перед компресорними станціями, як це має місце на промисловому майданчику Богородчанського ЛВУМГ, то зменшення температури газу під час осушення позитивно вплине на показники роботи як азоперекачувальних агрегатів (ГПА), так і лінійної частини газопроводів.

Температура газу на вході до відцентрового нагнітача має суттєвий вплив на параметри роботи ГПА, зокрема на споживану потужність. З фізичної точки зору це пояснюється зміною об'єму повної маси газу, яку перекачує агрегат. Із пониженням температури газу масова продуктивність нагнітача залишається незмінною, проте об'єм перекачуваного газу за одиницю часу зменшується, що призводить (при заданому ступені стиску) до зменшення енерговитрат, тобто до зменшення потужності.

З метою оцінки впливу температури газу на вході в нагнітач виконано ряд розрахунків. В кожному з них задавався однаковий склад газу (відносна густина 0,6) (рис. 3, стор. 70), сталі величини тисків на вході ( $5,2 \text{ МПа}$ ) і виході ( $7,0 \text{ МПа}$ ), що відповідає реальним умовам роботи КС Богородчанського ЛВУМГ. Розглянуто два ва-



ріанти: в першому температура газу на вході в нагнітач складала 293 K, в другому – 287 K. В кожному з варіантів завантаження нагнітача регулювалося зміною продуктивності компресорної станції в межах 80 – 110 млн.м<sup>3</sup> газу/добу. Розрахунки виконано за методикою [122], яка викладена нижче.

Вихідні дані:  $Q$  – продуктивність;  $p_e$  – абсолютний тиск на вході;  $p_n$  – абсолютний тиск на виході;  $T_e$  – абсолютна температура на вході;  $n$  – частота обертання ротора;  $\Delta$  – відносна густина газу по повітрю.

Визначити:  $n$  – частота обертання ротора;  $\eta_{пол}$  – політропічний ККД.

1. Газова стала:  $R = \frac{287}{\Delta}$ .

2. Коефіцієнт стисливості при умовах входу:

$$z_e = 1 - 5,5 \cdot 10^5 \frac{p_e \cdot \Delta^{1,3}}{T_e^{3,3}}.$$

3. Знаходимо ступінь стиску:  $\varepsilon = \frac{p_n}{p_e}$ .

4. Зведемо продуктивність  $Q$  до умов всмоктування

$$Q_e = Q \cdot \frac{p_{cm}}{p_e} \cdot \frac{T_e}{T_{cm}} \cdot z_e \cdot \frac{10^6}{24 \cdot 60}, \quad \frac{м^3}{хв}.$$

5. Застосуємо метод послідовних наближень. Задамо  $n$ .

6. Визначаємо зведену продуктивність:

$$Q_{зв} = Q_e \cdot \frac{n_n}{n}$$

7. За характеристиками нагнітача знаходимо точку, у якій перетинаються  $Q_{зв}$

а  $\varepsilon$  і за нею визначаємо відносні оберти:

$$\frac{n}{n_n} = \frac{\left[ \frac{n}{n_n} \right]_{зв}}{\sqrt{\frac{z_{зв} \cdot R_{зв} \cdot T_{зв}}{z_0 \cdot R \cdot T_e}}}.$$

8. Якщо  $|n_{(n.5)} - n_{(n.7)}| > 0,001$ , то задаємося новим значенням обертів

$n = \frac{1}{2}(n_{(n.5)} + n_{(n.7)})$  і повертаємося до п.6.

9. Визначаємо індикаторну й ефективну потужності:

$$N_i = \left[ \frac{N_i}{\rho_g} \right]_{36} \cdot \rho_g \cdot \left( \frac{n_H}{n} \right)^3,$$

$$N_e = N_i + \Delta N_m$$

де:  $\rho_g$  – густина газу на вході;

$\Delta N = 100 \text{ кВт}$  – враховує механічні втрати.

Результати розрахунків зведено до табл.5.11.

Таблиця 5.11

Результати розрахунку ефективної потужності, затраченої на перекачування однакової кількості газу при різних температурах газу на вході в ГПА

|  | Витрата газу через ГПА, млн.м <sup>3</sup> /добу |                       |                       |                       |                       |                       |
|--|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
|  | 80,0   | 85,0                  | 90,0                  | 95,0                  | 100,0                 | 110,0                 |
| Ефективна потужність $N_e$ при $T=293 \text{ K}$ , кВт | 26248,09   | 28231,85              | 30404,11              | 32798,09              | 35449,43              | 41662,20              |
| Ефективна потужність $N_e$ при $T=287 \text{ K}$ , кВт | 26132,68   | 28034,87              | 30104,88              | 32372,32              | 34869,70              | 40688,83              |
| Економія ефективної потужності $\Delta N_e$ , кВт /%   | $\frac{115,41}{0,44}$                            | $\frac{196,98}{0,69}$ | $\frac{299,23}{0,98}$ | $\frac{425,77}{1,29}$ | $\frac{579,73}{1,63}$ | $\frac{973,37}{2,34}$ |

Аналіз результатів розрахунку показує (рис. 5.9), що економія потужності на перекачування газу змінюється в межах 0,44 % – 2,34 % при зниженні температури газу від 20 °С до 14 °С, причому збільшення продуктивності нагнітача призведе до більш суттєвої економії енерговитрат на компримування газу.

Слід зауважити, що зниження температури газу на вході до відцентрового нагнітача на  $\Delta t = 6 \text{ }^\circ\text{C}$  призведе до зниження температури після компримування приблизно на таку ж величину. Це, в свою чергу, викличе зменшення середньої температури газу в магістральному газопроводі:

$$\begin{aligned} \Delta T_{cp} &= \Delta T_{cp1} - \Delta T_{cp2} = \left[ T_0 + \frac{T_{н1} - T_0}{\alpha L} (1 - e^{-\alpha L}) \right] - \left[ T_0 + \frac{T_{н2} - T_0}{\alpha L} (1 - e^{-\alpha L}) \right] = \\ &= (T_{н1} - T_{н2}) \frac{1 - e^{-\alpha L}}{\alpha L} = \Delta t \frac{1 - e^{-\alpha L}}{\alpha L} \end{aligned}$$

При сталій продуктивності газопроводу і тиску в кінці ділянки  $P_{\kappa}$ , зменшення середньої температури газу призведе до зменшення початкового тиску  $P_{н}$

$$P_{н} = P_{\kappa} + \frac{\lambda \cdot \Delta \cdot z \cdot T_{cp} \cdot L \cdot Q^2}{(0,326 \cdot 10^{-6})^2 \cdot d^5}$$

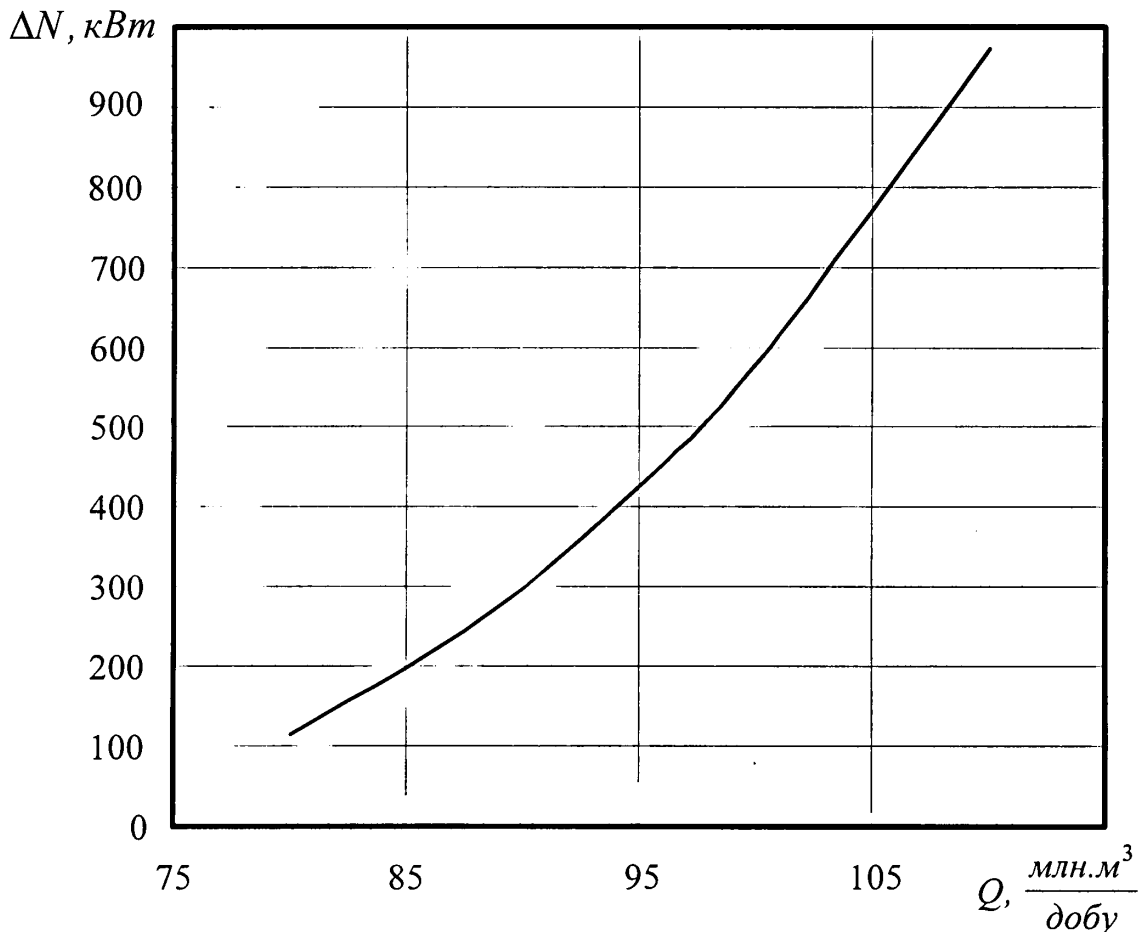


Рис. 5.9. Залежність економії потужності  $\Delta N_e$ , спожитої відцентровим нагнітачем, від його продуктивності  $Q$  в результаті зменшення температури газу на вході до нагнітача з  $20^\circ\text{C}$  до  $14^\circ\text{C}$ .

Тому відповідно зменшиться ступінь стиску нагнітача на КС. Це спричинить юдаткову економію енерговитрат на компримування.

Остаточний висновок стосовно впровадження нової технології осушення природного газу від вологи із застосуванням трубчастої насадки та штучного холоду за патентом [115] на тому чи іншому підприємстві газотранспортної системи України слід здійснювати на основі детального аналізу приведених затрат та терміну окупності. Доцільність застосування запропонованої вище технології існуватиме там, де є джерело, сьогодні ще викидної до довкілля теплової енергії.

Викладене в даному розділі дає підстави вважати доцільним застосування трубчастої насадки за патентом [87] в технології абсорбційного осушення природного газу гліколями як на стадії абсорбції вологи, так і на стадії регенерації гліколю, що забезпечить при належній якості осушення газу істотне заощадження витрат гліколю та теплової енергії і призведе до зменшення сумарних експлуатаційних затрат.

Накопичені даним дослідженням наукові висновки та отримані залежності для визначення критичних швидкостей газу в трубчастій насадці, її гідравлічного опору, коефіцієнта тепловіддачі між плівкою абсорбенту і газом в трубному просторі насадки мають значення і практичну цінність не тільки для технології абсорбційного осушення природного газу гліколями, але можуть бути використані в технологічній масообмінній апаратурі газонафтопереробки, в технологіях промислової обробки газу і нафти, в хімічній, харчовій та суміжних галузях. Як приклади, варто назвати такі технології:

- розділення сумішей з близькими значеннями температур кипіння компонентів: ізо-бутан – n-бутан, пропілен – пропан, етилен – етан;
  - фракціонування газового конденсату з отриманням моторного палива;
  - деетанізація газового конденсату та вилучення з нього сірководню;
  - отримання етану та зріджених газів із газового конденсату;
  - ректифікаційне очищення малосірчанистих газів
- і т.п.

## Висновки

1. Проведення процесу осушення природного газу в абсорбері з трубчастою насадкою за патентом № 30278 А сприятиме ресурсозбереженню – зменшенню витрати абсорбенту з потоком осушеного газу прогнозно з 20 до 8 – 12 г на 1000 м<sup>3</sup> осушеного газу в діапазоні зміни тиску абсорбції від 2 до 7 МПа.

2. Висока ефективність та компактність дослідженої трубчастої насадки дозволяють створювати горизонтальні абсорбційні апарати великої продуктивності.

3. Схема абсорбційного осушення газу за патентом України № 25390 А з використанням штучного холоду, отриманого за рахунок викидної теплоти відхідних газів ГПА КС, передбачає застосування абсорбенту зниженої концентрації, що, в свою чергу, зменшує його втрати від винесення та призводить до економії теплоти при його регенерації.

4. Застосування штучного холоду на стадії абсорбції призведе до зменшення температури газу, що в подальшому при його компримуванні забезпечить до 2,3 % економії затраченої потужності ГПА, а також дозволить зменшити ступінь стиску нагнітача на КС за рахунок збільшення пропускної здатності трубопроводу та сприятиме зменшенню теплового забруднення довкілля.

5. Застосування трубчасто-колонної технології з використанням дослідженої насадки на стадії регенерації гліколю дозволить на 27,1 – 52,3 % скоротити витрати теплоти порівняно з базовим варіантом регенерації, який широко використовується в Італії.

6. Виконана оцінка ресурсоенергоощадності запропонованої трубчасто-колонної технології абсорбційного осушення газу: при осушенні 100 млн.м<sup>3</sup>/добу газу вартість заощаджених діетиленгліколю та теплової енергії при тиску абсорбції 7 МПа складатиме від 5,58 до 6,75 тис. грн./добу.

## ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

В результаті виконаних теоретичних і експериментальних досліджень вирішена важлива науково-практична задача яка полягає в підвищенні ефективності технології абсорбційного осушення природного газу гліколями за рахунок використання можливостей трубчастої насадки

1. Вперше розроблена та запатентована конструкція трубчастої насадки, яка, завдяки широкому діапазону зміни робочих навантажень та можливості паралельного проведення тепломасообміну в трубному і міжтрубному просторах, придатна для використання в абсорберах і десорберах установок осушення природного газу гліколями.

2. На основі експериментальних досліджень трьох варіантів трубчастої насадки з'ясовані оптимальні її параметри, що забезпечує високе значення коефіцієнта тепловіддачі при незначному гідравлічному опорі в широкому діапазоні зміни швидкостей газу і рідини..

3. На основі експериментальних досліджень з міжфазного теплообміну при протитечії фаз в дослідженій трубчастій насадці кількісно оцінена інтенсифікація зазначеного процесу та з'ясовано її механізм. Підтверджено наявність ламінарного руху плівки рідини в насадці в межах її основного робочого режиму та істотного штучного турбулізуючого впливу на міжфазний теплообмін завихрювачів обох фаз. Вначення “чистого” коефіцієнта тепловіддачі (без впливу масовіддачі), які можуть бути знайдені за отриманим критеріальним рівнянням, дозволяють врахувати вплив теплообміну на масообмін при їх одночасній реалізації в трубчастій насадці.

4. З використанням теорії подібності змодельовано міжфазний теплообмін при протитечії газу і рідини в трубчастій насадці реальних геометричних розмірів при відсутності масообміну між зазначеними фазами та при співвідношеннях витрат фаз, характерних для технології абсорбційного осушення природного газу.

5. Удосконалено технологію абсорбційного осушення газу за рахунок використання трубчастої насадки. На стадії абсорбції, завдяки плівковому режиму руху абсорбенту, насадка дозволяє суттєво зменшити механічне винесення останнього. На

стадії регенерації нова технологія за рахунок часткового зменшення термодинамічної необоротності дозволить на 27 – 52 % скоротити витрати теплоти. При наявності великого викидного теплового потенціалу відхідних газів приводу ГПА привабливою є трубчасто-колонна технологія осушення газу із застосуванням штучного холоду, отриманого за рахунок зазначеної викидної теплоти.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кельцев Н.В. Основы адсорбционной техники. – М.: Химия, 1976. – 512 с.
2. Пути интенсификации осушки природного газа растворами гликолей. / Халиф А.Л., Жданова Н.В., Попов В.И. и др. // ЭИ ВНИИЭгазпром Серия “Переработка газа и газового конденсата” – 1977. – С. 24.
3. Сиротин А.М., Сун А.М., Илюнин В.С. Исследование процесса регенерации ДСГа в отпарной колонне. // Газовая промышленность, – 1976, – №12, – С. 38-39.
4. Усовершенствованная схема осушки сероводородсодержащего природного газа дэтиленгликолем. / Юдин А.Е. // Промысловая и заводская обработка газа. Научн. Тр. ВНИИГаз, – 1976, – С. 49-57.
5. Гриценко А.И., Жданова Н.В., Кузьмина А.С., Винокур А.Е., Халиф А.Л. Абсорбция конденсата из природных газов // Газ.пром., – 1980, – №9, – С. 40-41.
6. П’ятничко А.И., Березовский Н.Б., Крушневич Т.К., Берго Б.Г.. Низкотемпературная осушка природного газа в колонне с затопленной насадкой. – М., – 1988 – 21 с. (Обз.инорм. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка, переработка и использование газа. – Вып. 3).
7. Бекиров Т.М., Халиф А.Л., Сунн А.М. и др. Новые технические решения в технологии осушки природных газов. – М., 1982, – 46 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – Вып. 5).
8. Зиберг Г.К., Кашицкий Ю.А., Ярмизин А.Г. и др. Высокопроизводительный абсорбер осушки газа // Газовая промышленность, – 1982, – №8, – С.24.
9. Ключов В.А., Щипачев В.Б., Гузов В.Ф., Салихов Ю.Б. Опыт эксплуатации многофункциональных аппаратов на Уренгойском месторождении. – М., 1987, – 26 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – Вып. 4).
10. Ключов В.А., Касперович А.Г. Анализ эффективности работы систем абсорбционной осушки природного газа. – М., 1984, – 53 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – Вып. 9).
11. Козак Ф.В., Шутка Л.М., Дем’янчук Я.М. Про зменшення технологічних витрат на осушування природного газу. // Нафтова і газова промисловість. – 1996, – №4, – С.45-47.
12. Вертикальный сепарационный фильтр: А.С. 1722537 СССР, МПК В 01D 53/20. /



- Козак Ф.В., Шутка Л.М., Овчаренко В.Г., Ключосов В.А., Щипачев В.Б. – Бюл. №12.
13. Chemical Engineering. v.66, – 1959, – №25, – р. 106.
14. Козак Ф.В. Исследование гидродинамики и массообмена в аппарате с псевдооживленным слоем орошаемой насадки: Дис.канд.техн.наук: – Одесса, 1972.
15. Насадка: А.С. 281415 СССР, МПК В 01 D 53/20. / Козак Ф.В., Большаков А.Г., Долгих Г.М. № 1307357/23-26; Заявлено 25.02.69; Оpubл. 18.05.70, Бюл. №24.
16. Насадка для тепломасообменных аппаратов: А.С. 1150008 СССР, МПК В 01 D 53/20. / Козак Ф.В., Овчаренко В.Г., Левицкий Т.Л., Сенечко М.И., Жаровский И.В. № 3648617/23-26; Заявлено 04.10.83; Оpubл. 15.04.85, Бюл. №14.
17. Жданова Н.В., Халиф А.Л. Осушка углеводородных газов – М.: Химия, 1984. – 192 с.
18. Горизонтальный абсорбер: А.С. 816519 СССР. / Берго Б.Г., Пятничко А.И., Крушневич Т.К. и др. Оpubл. 28.03.81, Бюл. №12.
19. Кафаров В.В., Бляхман Л.М., Плановский А.М. Явление скачкообразного увеличения тепло- и массообмена между газовой и жидкой фазами в аппаратах с насадкой. // ТОХТ, – 1976, – т.Х, – №3, – С. 331-339.
20. Пятничко А.И., Крушневич Т.К. Абсорбционное оборудование повышенной производительности для обработки газа. – М., 1986, – 41 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – Вып. 1).
21. Крушневич Т.К. Разработка высокопроизводительного оборудования для подготовки природного газа к транспорту и моделирование его характеристик при высоких давлениях: Автореф. дис.канд.техн.наук: 05.17.08 / Моск. инс. Химического машиностроения – М., 1987. – 18 с.
22. Патент України 31337 А, В 01D 53/18. Пристрій для рівномірного розподілу газу в горизонтальному абсорбері / Козак Ф.В., Дем'янчук Я.М., Розгонюк В.В., Ковалів Є.Й. та ін. (Україна); Івано-Франк.держ.техн.ун-т нафти і газу.-№ 98084315; Заявл. 07.08.98; Оpubл. 15.12.2000, Бюл. №7-II.
23. Лейтес И.Л., Брандт Б.Б. и др. К выбору оптимальной технологической схемы мемсорбционных процессов разделения газовых смесей. // ТОХТ, – 1972, – т.VI. – №1, – С. 29-35.
24. Берго Б.Г., Клименко А.П., Пятничко А.И. Разделение изомеров бутана конденсационно-испарительным методом. // Химическая технология, – 1971, – №1, – С.92.

25. Берго Б.Г., Мамаев А.В., Пятничко А.И. Ресурсосберегающие технологии фракционирования с применением нового оборудования типа Колона-теплообменник. – М., 1998, – 46 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. Вып. 1).
26. Берго Б.Г. и др. Совершенствование технологии стабилизации газового конденсата. – М., 1984, – 41 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. Вып. 2).
27. Берго Б.Г., Мамаев А.В. Малогабаритная установка для получения моторных топлив. // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1986, – №6, – С.33.
28. Лейтес И.Л., Сосна М.Х., Семенов В.П. Теория и практика химической энерго-технологии. – М.: Химия, 1988, – 280 с.
29. Козак Ф.В., Шутка Л.М. Про масообмінну ефективність бігвинтової насадки // Нафтова і газова промисловість. – 1993, – №1, – С. 43-46.
30. Разработка научно-методического-го обеспечения проектирования массообменной зоны трубчатых колонн: Отчет о НИР (заключительный) / Ивано-Франк. инст.нефти и газа. № ГР 01890016841. – Ивано-Франковск, 1990. – 78 с.
31. Дослідження режимів і підвищення ефективності роботи установок осушення газу на об'єктах УМГ „Прикарпаттрансгаз” Звіт про НДР (заключний) / ІФНТУНГ № держ.реєстрації 0194001596. – Івано-Франківськ, 2001. – 71 с.
32. Дем'янчук Я.М., Козак Ф.В., Шутка Л.М. Дослідження деяких гідродинамічних характеристик бігвинтової насадки. // Тези доповідей 9 міжнародної конференції ‘Удосконалення процесів та апаратів хімічних, харчових та нафтохімічних виробництв’ – Одеса.: ОГАХТ, – 1996. – С. 68.
33. Kreith F. and Margolis D. Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute // Preprints of papers, University of California, – 1958, – p.57.
34. Colburn A.P. and King W.I. Shear stress in downward turbulent film and gas flow // Ind. and Eng. Chem., – 193, – p.133.
35. Nagaoka Z. and Watanabe A. Heat transfer in spherical sublayers with natural gas convection // Amsterdam, – 1936, 3/ 19373, – №2.
36. Evans I. and Sarjant R.I. Temperature field and heat transfer of a densed blown-through bed moving in a cylindrical channel // I.Ins. Feul, – 1951, – №3.
37. Koch R., VDI – Forschungsheft 469, Ausgabe B, Band 24, – 1958.
38. Ермолин В.К. Температурное поле и теплоотдача плотного продуваемого слоя,

движущегося в цилиндрическом канале // “Изд.АН СССР. Отд.техн.н.Энергетика и автоматика” – 1960, – №1.

39. Ермолин В.К. Интенсификация теплоотдачи с помощью закрученных потоков // ИФЖ, – 1960, – №2.

40. Иванов А.В. К определению коэффициента конвективного теплообмена в трубе с лепестковым завихрителем. // Тепло- и массоперенос, т.1. – Минск. “Наука и техника”, – 1965.

41. Наний Е.П. Интенсификация теплообмена закручиванием потока жидкости. // Теплоэнергетика, – 1960, – №1.

42. Ибрагимов М.Х., Номофилов Е.В., Субботин В.Н. Исследование винтового движения жидкости в прямой трубе. // Теплоэнергетика, – 1961, – №7

43. Evans L.B., Churchill S.W. Generalized data on heat transfer of tube bundles in longitudinal flow of water and ethylenglicol // Chem.Eng.Progr, – 1962, – №10.

44. Кремнев О.А., Зозуля Н.В. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе. // Теплоэнергетика, – 1961, – №7.

45. Поэгло К.К., Грислис В.Я., Савельев П.А., Чанин С.А. К вопросу о теплообмене продольно и поперечно обтекаемых пучков труб. // “Изв. АН Латв.ССР. Сер. Физ. и техн.”, – 1967, – №1.

46. Fournel E. Solution of the problem on convective heat transfer in turbulent liquid flow // “Chaleur et ind.,” – 1956, – №368, – p.37.

47. Брдлик П.М., Канабаев А.И. Исследование конвективного теплообмена при турбулентном течении в змеевиках // ИФЖ, – 1963, – №19.

48. Брдлик П.М., Таганов К.Т., Таиров Б.Д. О влиянии вторичных циркуляций на теплообмен в изогнутых каналах // сб. “Исследование тепло- и массообмена в технол. Процессах и аппаратах”. / Под. ред. Лыкова А.В. Изд-во “Наука”, – 1966.

49. Фастовский В.Г., Ровинский А.Е. Теплообмен на участке канала с переменным радиусом кривизны // Теплоэнергетика, – 1957,– №1.

50. Taulor G.I. Heat transfer at heating and cooling of a laminar liquid film moving under the action of gas flow // Proc.Rov. Soc. London A. 201, – 1950, – p.192.

51. Seymour E.V. The laws of hydrodynamics and heat transfer at vaporization in a film at vertical surface with wire intensifiers // “Trans. Inst. Chem.Engrs”, – 1963, – №4, – p.41.

52. Алимов Р.З. Исследование гидродинамики завихрителей для закрутки потока на входе в трубу // Теплоэнергетика, – 1965, – №3.

53. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Пер. с нем. – М.: Наука, 1969, – 744 с.
54. Конобеев Б.И., Малюсов В.А., Жаворонков Н.М. Влияния вращения и турбулентности на значение локальных коэффициентов теплоотдачи // Хим.пром. – 1961, – №7, – С.475.
55. Gambill W.R., Bundy R.D., Wansbrough R.W. On the effect of flow swirl upon velocity and temperature distribution in the annular duct // Chem.Eng.Progr.Sympos.Ser., 1961, – №32, – p.57.
56. Gambill W.R. Effect of carbon dioxide injection on scale formation process // Trans. ASME, – 1965, – №3, – p.87.
57. Matzner B., Moeck E.O., Casterline I.E., Wikhammer G.A. Laminar vapour flow in a heat pipe // Paper.Amer.Soc. Mech.Engrs, NWA /HT-30, – 1965.
58. Moussez C. Modeling and investigation of the dynamic regimes of thick-wall tubular reactors // Journess hydraul. Soc.hydrotechn. France, Lille, t.2.1964. Grenoble, – 1965.
59. Севастьянов Р.И., Захаров Ю.В., Аладьев И.Т. Теплообмен в элементах энергетических установок. – М.: Наука, 1965.
60. Алимов Р.З. О влиянии вращения на турбулентные пульсации // Изв. АН СССР. Отд.техн.н.Энергетика и автоматика, – 1962, – №1.
61. Михеев М.А. Основы теплопередачи. Издание 3-е, перераб. – Л.: Госэнергоиздат, 1956, – 392 с.
62. Алимов Р.З. О диссипации энергии при теплообмене с закрученным потоком // ЖИХ, – 1962, – №3, – С.35.
63. Азазов Б.М., Николаев А.М. О влиянии волновых процессов при движении пленки на тепломассообмен // Весник техн. и эконом.информ. ГК хим.пром. при Госплане СССР, - М.: НИИТЭХИМ, – 1964, – №8.
64. Ершов А.И., Гухман Л.М. О связи однородного и неоднородного растяжения упругих жидкостей // ИФЖ, – 1966, – №4, – С.41.
65. Кафаров В.В. Основы массопередачи. – Изд. 3-е перераб.и доп. – М.: Высшая школа, 1979, – 439 с.
66. Козлов Б.К. Об эффекте энергоразделения в газовом эжекторе // Сб. Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления. АН СССР, 1955.
67. Левич Н.Н. Определение теплового потока в турбулентном пограничном слое со вздувом газа // Узбекский химический журнал, АН Узб.ССР, – 1965, – №1.
68. Щукин В.К. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движе-

- нии жидкости в трубе // ИФЖ, т. XI, – 1966, – №1.
69. Слитберг, Лэндис. Теплопередача. сер. 6, изд. “Мир”, 1964, – №1.
70. Jto H. Transient time of an incompressible viscous liquid flow in the local resistance pipeline // Trans. ASME, I. of Basis Engng. Inne, – 1959.
71. Rabiwcke A.A., Pien C.L. Gas dynamic investigations for a vapor turbulent flow in heat pipes // Ind. Eng. Chem., 36, – 1944, – №3, – p.220.
72. E.D. Oliver, C.C. Watson. Wavy flow of Newtonian liquid films in the presence of gas flow // AIChE Journal, – 1956, – №2, – p.18.
73. White C.M. Numerical study of the laminar swirled flow in the annular channel // Proc. Roy. Soc., 123, A. London, – 1929.
74. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Изд. 3-е, перераб., – М.: Наука, 1969, – 824 с.
75. Жаворонков Н.М., Николаев А.М. К вопросу о гидродинамике нисходящего двухфазного потока // Хим.пром. – 1964, – №11.
76. Вургафт А.В., Галимова Л.В. Теплоотдача при кипении водоаммиачного раствора в стекающей пленке на вертикальной трубе // Холодильная техника, – 1974, – №12, С. 38-40.
77. Семенов П.А. Приближенный метод расчета прямого движения пленки жидкости и потока газа // ЖТФ, 14, вып. 7-8, – 1944, – С.425.
78. Семенов П.А. О гидродинамике однонаправленного стационарного двухфазного течения // ЖТФ, 20, – 1950, – №8, – С.980.
79. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидравлика газожидкостных систем. – Л.: Госэнергоиздат, 1958, – 231 с.
80. Семенов П.А., Рейбах М.С., Горшков А.С. Течение вязкой ньютоновской среды в полости цилиндра // Хим.пром. – 1966, – №3.
81. Капица П.Л. Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости // ЖЭТФ, т.18, – 1948, – С.3–28.
82. Mausfied W.W. Heat transfer to an upward and downward turbulent flow // Australian I.Sci. Research. 5(A), – 1952, – P. 331.
83. Живайкин Л.Я. Исследование нисходящих пленочных течений // Хим.маш. – 1961, – №6, – С.25.
84. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика. Изд. 2-е. – М.: Физматгиз, 1959, – 669 с.

85. Portalski S., Tailby S.R. Turbulent forced flow and heat transfer in vertical channels with free convection // *Trans.Inst.Chem.Eng.(L)*, 38, – 1960, – №6, – С.324.
86. Я.Дем'янчук, Ф.Козак. До питання розробки енергоощадної трубчастої колонної технології. // *Вісник Державного університету “Львівська політехніка”*. Спеціальний випуск. – 1998, – С.94-95.
87. Пат. України 30278 А, МКИ 6 F 28D ¼. Трубчастий тепломасообмінний елемент / Ф.В. Козак, Я.М. Дем'янчук – №98020798. Заявл. 17.02.1998; Опубл. 15.11.2000, Бюл. №6-II.
88. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1970.
89. Я.Дем'янчук. Дослідження деяких питань гідродинаміки трубчатого тепломасообмінного елементу. // *Вісник Державного університету “Львівська політехніка”*. – 1999, – №2, – С. 122-124.
90. *Теплотехнический справочник*. / Под.общ. ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. В 2-х т. Т.2. Изд. 2-е, перераб. – М.: Энергия – 896 с.
91. Большаков А.Г., Рябых В.Г. Исследование процесса теплообмена между газом и жидкостью при струйном перемешивании. // Тезисы докладов II Республиканской научно-технической конференции в области процессов и аппаратов пищевых и химических производств, – Киев, – 1968.
92. *Техническая термодинамика: Учебник для вузов* / Под.ред. В.И.Крутова – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1981, - 439 с.
93. Дж.Перри. Справочник інженера-хіміка. Т.1. Перевод с англ. / Под ред. акад. Жаворонкова Н.М. и чл.корр. АН СССР Романкова П.Г. – Л.: Химия, 1969, – 640с.
94. Теплопередача в двухфазном потоке. / Под.ред. Д.Баттерворса и Г.Хьюитта: Пер. с англ. – М.: Энергия, 1980, – 328 с.
95. Рамм В.М. Абсорбция газов. Изд.2-е переработ. и доп. – М.: Химия, 1976, –656 с.
96. W.A.Bain, O.A.Hougen, *Trans.Amer.Inst.Chem.Eng.*, 40, 1944.
97. Малюсов В.А., Жаворонков Н.М., Малафеев Н.А., Ромейков Р.Н. Исследование критических режимов пленочных абсорберов // *Хим. пром.*, – 1962, – №7, – 519 с.
98. Дытнерский Ю.И., Борисов Г.С., Лукьянов Б.С., Музман С.З. К вопросу об определении скорости захлебывания трубчатых абсорберов // *Хим.маш.*, – 1963, – №6, – С.18.
99. Щиголев Б.М. Математическая обработка наблюдений. Изд. 3-е. – М.: Наука,

1969, – 344 с.

100. Рябых В.Г., Шмагин Л.М. О гидравлическом сопротивлении аппарата с закрученными потоками. // Тезисы докладов III Одесской городской конференции молодых научных работников по химии. Одесса, – 1968.

101. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1981, - 205 с.

102. Я.М.Дем'янчук, Ф.В.Козак. Дослідження теплообмінних характеристик бігвинтової насадки. // Державний міжвідомчий науково-технічний збірник „Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1998. – Випуск 35, том 5, – С. 77-83.

103. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979, – 416 с.

104. Я.М.Дем'янчук Дослідження теплообміну трубчастого тепломасообмінного елементу. // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, №2 (3) – 2002, – С. 61-66.

105. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975, – 488 с.

106. Козак Ф.В. Методика вибору насадки для абсорберів осушення газу. // Нафтова і газова промисловість. – 1992. –№2. – С. 47-49.

107. Галанин И.А., Бородина И.И. Влияние различных факторов на показатели установки осушки газа. // Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – М.: ВНИИЭгазпром, – 1978, – №6, – С.1-17.

108. Кузнецов А.А., Судаков Е.Н. Расчеты основных процессов и аппаратов переработки углеводородных газов: Справочное пособие. – М.: Химия, 1983. – 224 с.

109. Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. Пер. с англ. – М.: Химия, 1982. – 696 с.

110. Инструкция по расчету влагосодержания природного газа. – Тюмень.: ТюменНИИгипро-газ. – 1982. – 59 с.

111. Тадеуш Хоблер. Массопередача и абсорбция. Пер. с польск. / Под ред. Н.Г.Романова. – Л.: Химия, 1964 – 480 с.

112. Стабников В.М. Расчеты и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. – К.: Техніка, 1970, – 412 с.

113. Бородина И.И. Исследование влияния различных факторов на величину потерь диэтиленгликоля при осушке газа. // Подготовка и переработка газа и газового

конденсата. Реф. Сборник. – М.: ВНИИЭгазпром. – 1979, – № 10 – С.10-15.

114. Кемпбел Д.М. Очистка и переработка природных газов. / Пер. с англ. под ред. д-ра техн. наук Гудкова С.Ф. – М.: Недра. 1977, – 349 с.

115. Патент України 25390 А, МКВ F 16C 19/00. Спосіб низькотемпературного осушення природного газу / Козак Ф.В., Дем'янчук Я.М. (Україна); Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу.- № 96031154; Заявл. 23.06.96; Опубл. 25.12.98, Бюл. №6.- 3 с.

116. Козак Ф.В. Расчеты теплоемкостей и характеристик газовых смесей: Учеб. пособие. – К.: УМК ВО, 1989. – 87 с.

117. Рид Р., Праусмиц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие / Пер. с англ. Под ред. Б.И.Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.

118. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Наука, 1972, – 720 с.

119. Берлин М.А., Гореченков В.Г., Волков Н.П. Переработка нефтяных и природных газов. – М.: Химия, 1981, – 472 с.

120. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Изд. 2-е, перераб. – М.: Энергия. 1972, – 320 с.

121. Холодильные машины / Под общ. ред. Л.С.Тимофеевского, - СПб.: Политехника, 1997, – 992 с.

122. Ковалко М.П., Грудз В.Я., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Шлапак Л.С., Ковалко О.М. Трубопровідний транспорт газу. – Київ: Агентство з раціонального використання енергії та екології, 2002, – 600 с.

123. Дымент О.Н., Казанский К.С., Мирошников А.М. Гликоли и другие производные окисей этилена и пропилена. / Под общей ред. О.Н.Дымента. – М.: Химия. 1976. – 373 с.

124. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Изд. 7-е, перераб. и доп. – Л.: Химия. 1969. – 624 с.

125. Плановский А.Н., Рамм В.М., Коган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. – Изд. 5-е, - Л.: Химия, 1968.

126. Козак Ф.В., Дем'янчук Я.М. Дослідження режимів роботи трубчастої насадки // Зб. наук. праць 6-ої Міжнар. наук.-практ. конф. “Нафта і газ України – 2000”. - Том 3. – Івано-Франківськ: Факел. – 2000. – С.60-62.