

ЗМІСТ

Перелік основних умовних позначень.....	3
Вступ.....	5
1. Аналітичний огляд.....	8
1.1. Класифікація теплообмінних апаратів.....	8
1.2. Схеми току теплоносіїв.....	14
1.3. Кожухотрубчасті теплообмінники.....	19
1.4. Швидкість теплоносія.....	23
1.5. Конструкції кожухотрубчастих теплообмінників.....	26
1.6. Методи теплового розрахунку.....	28
1.7. Загальні відомості про місцеві опори.....	32
1.8. Раптове розширення русла.....	33
1.9. Звуження русла.....	36
1.10. Місцеві опори при ламінарному плинні.....	39
2. Новий теплообмінник.....	40
3. Експериментальне дослідження коефіцієнту гідравлічного опору короткого дифузора діаметром 9 мм.....	46
3.1. Схема експериментальної установки.....	46
3.2. Техніка експерименту та метод дослідження.....	49
3.3. Прибори та вимірювальна техніка.....	49
3.4. Експериментальне визначення коефіцієнту гідравлічного тертя порожнистого патрубку.....	54
3.5. Експериментальне дослідження коефіцієнту гідравлічного опору діафрагми діаметром 9 мм.....	59
3.6. Експериментальне визначення коефіцієнту гідравлічного опору короткого дифузора діаметром 9 мм.....	65
4. Узагальнення результатів дослідження.....	70
Висновки.....	79
Перелік посилань.....	80
Додатки.....	81
Додаток А – Схема експериментальної установки.....	81
Додаток В – Експериментальний блок.....	82
Додаток С – Досліджувані елементи.....	83
Додаток D – Теплообмінник з розширником на кожусі.....	84

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

c_p – питома теплоємність, кДж/(кг·К);

D – зовнішній діаметр круглих ребер, м;

– зовнішній і внутрішній діаметр кожуха, м;

D_o – діаметр окружності, в яку вписаний трубний пучок, м;

d – зовнішній діаметр гладкої труби або діаметр труби, що несе оребрення, м;

– внутрішній діаметр труби, м;

d_1 – зовнішній діаметр внутрішньої труби біметалічної конструкції, м;

E_F – показник енергетичної ефективності;

E_p – коефіцієнт ефективності ребра;

F – площа поверхні теплопередачі, м²;

– площа прохідного перетину корпусу теплообмінника в тій його частині, що не захищена поверхнею теплообміну, м²;

– площа прохідного перетину, м²;

g – прискорення вільного падіння; $g = 9,807$ м²/с;

G – масова витрата теплоносія, кг/с;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

k_m – коефіцієнт використання маси, Вт/(кг·К);

k_V – коефіцієнт використання об'єму, Вт/(м³·К);

k_{FV} – коефіцієнт компактності, м²/м³;

L – довжина, м;

l – визначальний розмір, м;

m – маса, кг;

P – потужність, Вт;

p – тиск, МПа;

Q – тепловий потік, Вт;

R_s – термічний опір забруднень, м²·К/Вт;

s_1 та s_2 – фронтальний і поздовжній кроки труб;

$[t, t]^{in}$ та $[t]^{in}$ – температура теплоносія відповідно проміжна, на вході та на виході, °С;

W – повна теплоємність масової витрати, Вт/К;

W – швидкість теплоносія, м/с;

V – об'єм, м³;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

β_t – коефіцієнт об'ємного розширення;

Δp – втрати тиску, МПа;

Δt – температурний натиск, °С;

δP – витрати потужності на прокачку теплоносія, кВт;

τ – час;

δ – товщина, м;

ϵ_q – коефіцієнт враховуючий зниження теплового потоку внаслідок втрат теплоти в навколишнє середовище;

ζ – гідравлічний опір;

ω – пористість насадки;

η – теплова ефективність;

λ – теплопровідність, Вт/(м·К);

μ – динамічна в'язкість, Па·с;

ν – кінематична в'язкість, м²/с;

ξ – коефіцієнт тертя;

ρ – густина, кг/м³;

– коефіцієнт оребрення.

ВСТУП

Процеси теплообміну – нагрів, охолодження, конденсація і випарювання рідких, газових, парових середовищ та їх сумішей – знаходять широке розповсюдження в хімічній, нафтохімічній, нафтопереробній, харчовій та інших галузях промисловості.

Апарати, призначені для проведення теплообмінних процесів, називають теплообмінними. Ці апарати мають різноманітне конструктивне оформлення, яке залежить від характеру процесів, котрі протікають в них та умов їхнього проведення. Умови проведення процесів теплообміну в промислових апаратах надзвичайно різноманітні. Їх застосовують для робочих середовищ із різним агрегатним станом у широкому діапазоні тисків, температур та фізико-хімічних властивостей.

Передача тепла в теплообмінних апаратах здійснюється від середовища, що має більш високу температуру, до середовища з більш низькою температурою. Рушійною силою процесу теплообміну є різниця температур середовищ.

В основі дипломної роботи покладена ідея патенту України № 78789“Пристрій для рівномірного розподілу пари (газу)” одержаного на кафедрі машинознавства та обладнання промислових підприємств Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Сутність ідеї рівного розподілу потоку газу (пари) у поперечному перерізі теплообміннику полягає в тому, що пристрій являє собою будову з вертикально вмонтованими патрубками в середині яких розміщені дифузори зі зменшеними по потоку вхідними отворами, твірні яких створюють конфузори. При набіганні потоку у патрубків в ньому здійснюється саморегульоване стиснення перерізу потоку за рахунок зворотного струму, що дозволяє розподілити загальний потік рівно у кожний патрубок. У цілому

початковий неоднорідний потік пари (газу) завдяки новому розподільнику сформує рівний профіль швидкості у поперечному перерізу теплообмінника.

Метою дипломної роботи є експериментальне дослідження коефіцієнту гідравлічного опору коротких дифузорів, що вмонтовані вкороткий патрубок з подальшим прогнозуванням коефіцієнта гідравлічного опору інших типорозмірів коротких дифузорів.

Для досягнення мети поставлені наступні **задачі**:

- провести літературний огляд процесу теплообміну, конструкції трубної решітки теплообмінника і конструкції подачі пари (газу) у теплообмінник з метою виявлення негативних наслідків нерівномірності потоку на ефективність роботи теплообмінника і можливістю створення у ньому нового розподільника пари;

- розробити схему експериментальної установки та конструкцію експериментального блоку, а також методику постановки і обробки експерименту для дослідження коефіцієнту гідравлічного опору коротких дифузорів, що вмонтовані у короткі патрубки;

- виконати експериментальні підготовчі роботи з метою визначення достовірності подальших результатів експериментів, порівнявши експериментальні коефіцієнти гідравлічних опорів діафрагм з теоретично визначеними за літературними джерелами;

- експериментально одержати коефіцієнти гідравлічного опору коротких дифузорів, що вмонтовані у короткі патрубки;

- провести порівнювальний аналіз одержаних результатів з метою подальшого прогнозування коефіцієнтів опорів інших типорозмірів коротких дифузорів, що вмонтовані у короткі патрубки.

Методи дослідження. Експериментальне дослідження коефіцієнту гідравлічного опору проводили статичним методом на спеціально розробленій експериментальній установці кафедри машинознавства та обладнання промислових підприємств. Робочою середою в установці було повітря, подачу якої здійснювали поршнеvim компресором.

Замір гідравлічного опору елементів дослідження проводили за допомогою диференційного манометра, а контроль об'ємної витрати повітря здійснювали ротаметром. Статистичну обробку експериментальних даних вели методом регресивного аналізу за допомогою самостійно розробленому алгоритму у програмній оболонці MathCad.

Об'єкт дослідження — течія з раптовою зміною величини швидкості та перетікання потоку через короткий дифузор.

Предмет дослідження - коефіцієнт гідравлічного опору розподільника теплообмінного апарату.

Практична значимість отриманих результатів для хімічній та суміжних галузях промисловості полягає у створенні перспективного теплообмінника підвищеної ефективності. Результати представляють інтерес для інженерів-конструкторів науково-дослідних та проектних організацій, пов'язаних з конструюванням нових та реконструкцією діючих теплообмінних апаратів.

Новизна роботи — вперше експериментально одержані коефіцієнти гідравлічного опору коротких дифузорів та намічені шляхи подальшого прогнозуванням коефіцієнтів гідравлічного опору інших типорозмірів дифузорів з метою проектування розподільника теплообмінника.

Публікації. За темою дипломної роботи опубліковано 2 наукові роботи, серед них патент України № 78789 “Пристрій для рівномірного розподілу пари (газу)” та тези доповіді на XIX міжнародній науково-технічній конференції «Технологія - 2017».

Структура та обсяг дипломної роботи. Дипломна робота складається з завдання, реферату, переліку умовних позначень, вступу, чотирьох розділів, висновків та списку використаних літературних джерел. Загальний обсяг дипломної роботи становить 84 сторінок, з них 34 рисунків за текстом, 11 таблиці, списку використаних джерел з 47 найменувань на 10 сторінках, а також додатків на 4 сторінках з зображенням загального виду експериментального блоку, рисунку елементів дослідження (діафрагм та

дифузорів) та загального виду теплообмінного апарату.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1. Класифікація теплообмінних апаратів

В основу класифікації ТА можуть бути покладені різні ознаки. Розглянемо класифікацію за функціональними і конструктивними ознаками, а також за схемами струму теплоносіїв.

За принципом роботи ТА діляться на поверхневі (рекуперативні і регенеративні) і контактні. У рекуперативних поверхневих ТА обмінюються теплою середовища 1 і 2 протікають одночасно і передача теплоти відбувається через розділяючу їх поверхню. Рекуперативні ТА найбільш поширені, їх використовують в самих різних областях техніки.

В регенеративних ТА поверхня 3 теплообміну по черзі омивається то гріючим 1, то нагріваючим 2 теплоносієм. Такі ТА застосовують головним чином для підігріву газоподібних компонентів горіння, а також в криогенній техніці. Як поверхні теплообміну в регенеративної ТА використовується теплоакумулююча насадка, елементи якої, наприклад у вигляді куль, решіток, кілець, утворюють канали складної форми для проходження теплоносіїв. Поверхня теплообміну регенеративного ТА може бути виконана перемикаючею через певний проміжок часу або обертаючею.

У контактних ТА передача теплоти від гріючого теплоносія до нагріваючого відбувається при безпосередньому їх контакті. Контактні ТА ділять на змішувальні і барботажні. В апаратах змішувального типу нагріваючий і гріючий теплоносії перемішуються.

У барботажних апаратах гріючий теплоносій прокачується через нагріваючий, або навпаки, не змішуючись з ним. У барботажному ТА гаряче повітря 1 направляється в теплообмінні елементи 4, по внутрішній циліндричній поверхні яких закрученим тонким шаром стікає вода 2. Повітря, проходячи через шар води, розриває її потік на окремі плівки і при безпосередньому контакті з водою охолоджується.

За родом теплоносіїв розрізняють ТА: рідина - рідина; пар-рідина; газ - рідина; пар - пар; пар - газ; газ - газ.

Залежно від зміни агрегатного стану теплоносіїв ТА ділять: без зміни агрегатного стану; зі зміною агрегатного стану одного теплоносія; зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв. В ТА можуть протікати різні процеси теплообміну: нагрів; охолодження; кипіння; конденсація; виморожування; ректифікація і т.д. Залежно від цих процесів ТА ділять на підігрівачі, охолоджувачі, випарники, конденсатори іт.д.

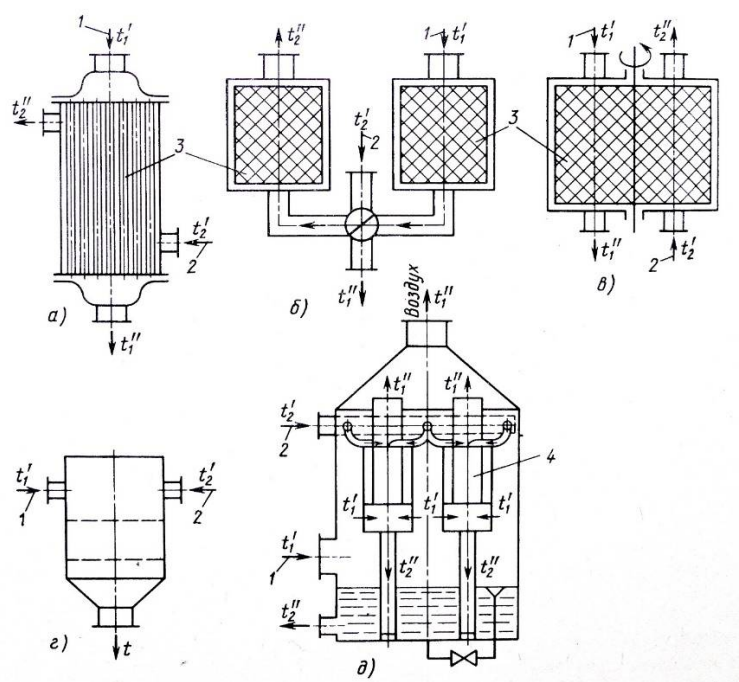


Рис. 1.1. Типи теплообмінних апаратів

За характером руху теплоносіїв щодо теплопередаючої поверхні ТА ділять на три типи: з природною циркуляцією; з примусовою циркуляцією; з рухом рідини під дією сил гравітації. До ТА з природною циркуляцією відносяться випарники, випарні апарати, водогрійні та парові котли, у яких теплоносій рухається завдяки різниці щільності рідини і утворюється парожидкісні суміші в опускних і підіймальних трубах циркуляційного контуру. До ТА з примусовою циркуляцією відносяться, наприклад, рекуперативні теплообмінники, випарні апарати, випарники, а до апаратів з

рухом рідини під дією сил гравітації - конденсатори, зрошувальні теплообмінники.

За родом теплового режиму ТА можуть бути зі стаціонарними і нестаціонарними процесами теплообміну. Рекуперативні ТА в основному працюють в сталому стаціонарному режимі, а регенеративні - в нестаціонарному режимі.

Конструктивні ознаки по виду (конфігурації) поверхні теплообміну рекуперативні ТА ділять: кожухотрубні з прямими гладкими трубами; кожухотрубні з 11-образними трубами; кожухотрубні з орбренними трубами; секційні "труба в трубі"; змієвикові; спіральні; пластинчасті; пластинчато-ребристі; ламельні.

Регенеративні ТА класифікують за видом і формою насадки. При низьких температурах в криогенних регенеративних ТА як елементи насадки часто використовується алюмінієва гофрована стрічка (рис. 1.2, а). При намотуванні на диски двох стрічок утворюються хвилясті

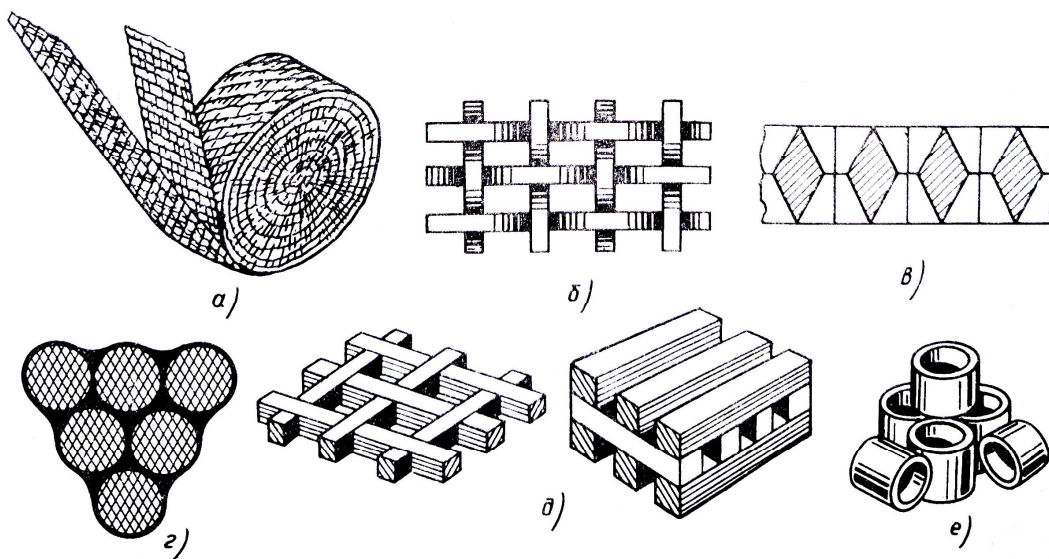


Рис. 1.2. Типи насадок регенеративних ТА

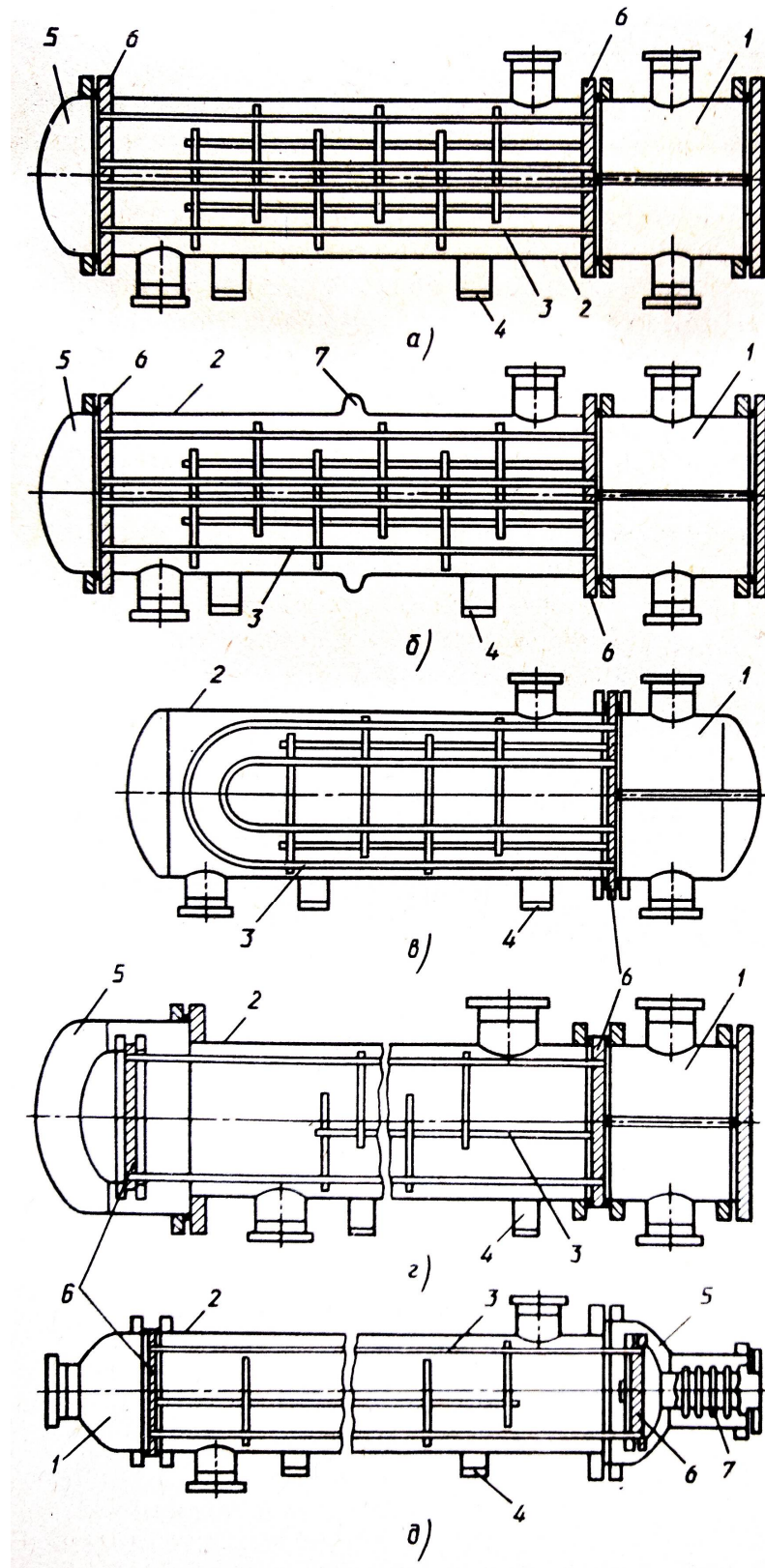


Рис. 1.3. Схеми рекуперативних ТА з різними способами компенсації температурних подовжень:

1 – розподільна камера; 2 – кожух; 3 – теплообмінні труби; 4 – опора; 5 – задня кришка; 6 – трубна решітка; 7 – компенсатор

канали, конфігурація яких сприяє інтенсифікації процесів теплообміну при течії по ним теплоносіїв. При помірних і низьких температурах встановлюють сітчасту насадку з матеріалу з високою теплопровідністю (мідь, латунь): Для зменшення гідравлічного опору в низькотемпературних регенеративних ТА застосовується насадка , металеві пластини і канали якої в вигляді усіченої піраміди рівномірно розподілені по всьому перетину. В кріогенних і металургійних ТА використовують насадку у вигляді кульок або гранул діаметром 6 ... 12 мм, виготовлених з матеріалу з великою теплоємністю і володіють підвищеною жаростійкістю (оксиди алюмінію, магнію, кварцит і т.д.) . У високотемпературних регенеративних ТА насадка часто виконується ґратчастої з вогнетривкої цегли різної форми. У деяких апаратах насадку роблять з кілець Рашига.

За способом компенсації температурних подовжень рекуперативні ТА класифікують: без компенсації (жорстка конструкція); з компенсацією пружним елементом (напівжорстка конструкція); з компенсацією в результаті вільних подовжень (не жорстка конструкція).В ТА жорсткої конструкції теплообмінні труби і кожух з'єднані жорстко з трубними ґратами. Для напівжорсткої конструкції на кожусі передбачені спеціальні компенсатори температурних деформацій, виконані у вигляді гофр. Такі апарати застосовують в тих випадках, коли виникають температурні напруги в трубах і кожусі внаслідок різниці температур не перевищують допустимі. В ТА нежорсткій конструкції труби і кожух можуть вільно переміщатися відносно один одного завдяки застосуванню пучка І-образних труб, рухомого (плаваючою) трубною решіткою і рухомої трубної решітки і компенсатора на ній.

По виду кожуха, що обмежує тепло передавальну поверхню, рекуперативні ТА ділять таким чином: з коробчатим кожухом; кожухотрубні; кожухотрубні з компенсатором на кожусі; не мають обмежує кожуха (зрошувальні апарати).

За орієнтації теплопередаючої поверхні в просторі апарати можуть бути вертикальними, горизонтальними і похилими.

За принципом монтажу ТА поділяють на автономні, навішені і вбудовані. Якщо ТА складається з декількох апаратів, то вони або розташовуються кожен на окремому фундаменті, або знаходяться всі в загальному блоці.

По обладнанню та обв'язки можна виділити апарати: що не мають устаткування і обв'язки; покриті ізоляцією; обладнані контрольно-вимірювальною апаратурою та приладами автоматики; мають власний фундамент і т.д.

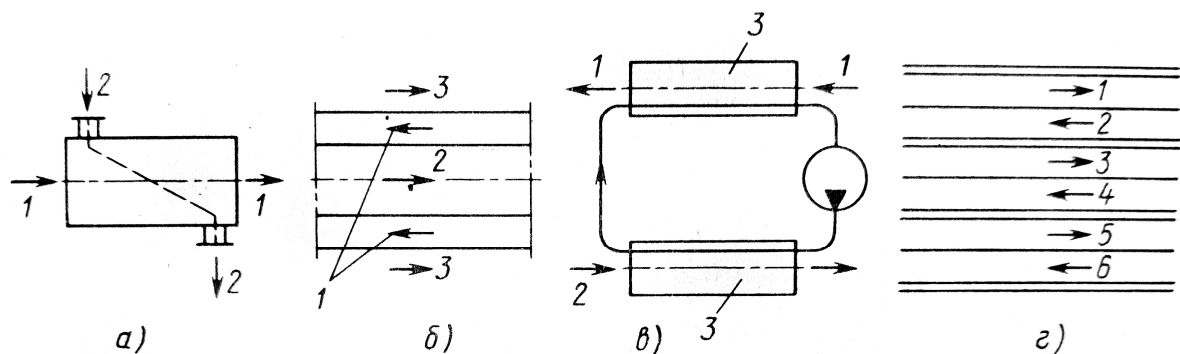


Рис. 1.4. Схеми ТА в залежності від числа теплоносіїв: а – двупотоковий; б – трьопотоковий; в – з проміжним теплоносієм; г – багатопотоковий; 1-6 – потоки.

За кількістю теплоносіїв ТА класифікують на двопоточні, трьопоточні і багатопотокові. В окремих випадках до багатопотоковим ТА відносять системи, що складаються з декількох теплообмінників звичайного типу, з'єднаних циркулюючим проміжним теплоносієм. Багатопотокові ТА мають зазвичай чергуючі шари компактної теплообмінної поверхні. ТА з проміжним теплоносієм використовують в газотурбінних установках (ГТУ), так як їм легко надати необхідну (за умовами компонування ГТУ) форму. Багатопотокові ТА поширені в криогенній техніці. Розподіл потоків в багатопотокових ТА не може бути довільним і залежить від повних теплоємностей масових витрат теплоносіїв і їх температур.

1.2. Схеми току теплоносіїв

За схемами току теплоносіїв рекуперативні ТА можна розділити на три групи: з постійною температурою T_1 і T_2 обох теплоносіїв, що дорівнює температурі, наприклад конденсатори-випарники індивідуальних речовин; з постійною температурою одного теплоносія, наприклад конденсатори і випарники індивідуальних речовин; зі змінною температурою обох теплоносіїв. Залежно від взаємного напрямку потоків теплоносіїв в останній, найбільш поширеною групі ТА, розрізняють прямоток, протитечія, перехресний ток, змішаний ток, а також складні схеми струму.

Схеми одноразового і багаторазового перехресного струму можна виділити в три групи в залежності від наявності градієнта температури теплоносія в перетинах ТА, нормальних до напрямку руху теплоносія. Якщо, наприклад, рідина протікає всередині труб, а газоподібний теплоносій рухається перпендикулярно до трубного пучка і може вільно перемішуватися в міжтрубному просторі, то його температура в перерізі, нормальному до напрямку руху газу, вирівнюється. Оскільки рідина проходить всередині труб окремими не перемішується між собою потоками, в перерізі пучка завжди має місце градієнт температур. У розглянутому прикладі газоподібний теплоносій вважається ідеально перемішаним, а рідина в трубах зовсім не перемішаної. З цієї точки зору можливі наступні три випадки: обидва теплоносія ідеально перемішані і градієнти їх температур в поперечному перерізі дорівнюють нулю; один з теплоносіїв ідеально перемішаний, інший зовсім не перемішаний; обидва теплоносія зовсім не перемішані.

В ТА, що працюють без зміни агрегатного стану теплоносіїв, найбільший тепловий потік при інших рівних умовах досягається в протиточній схемі, а найменший в прямоточній. Решта схеми струму за цією ознакою є проміжними.

В регенеративних ТА, де гріє і нагрівається теплоносії проходять через насадку по черзі, реалізуються дві схеми руху – прямоток та протиток.

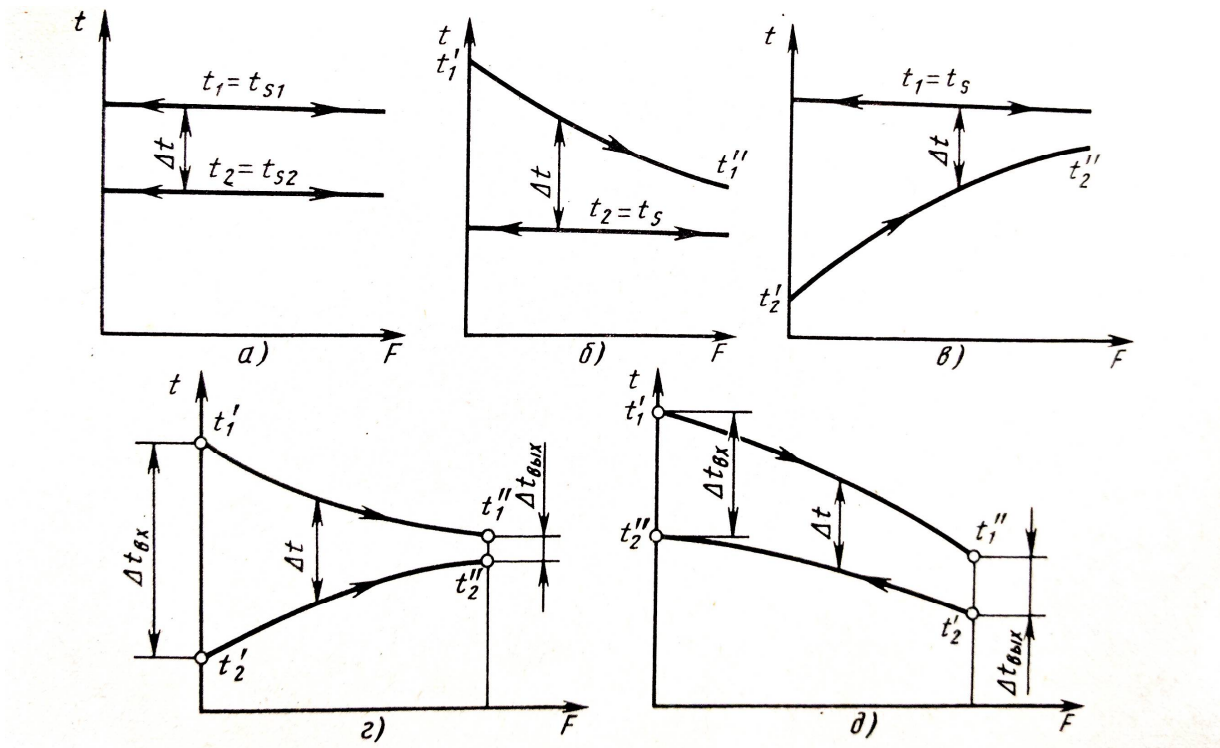
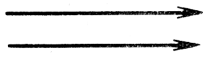
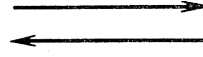
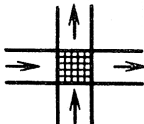
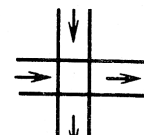
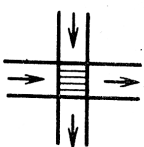
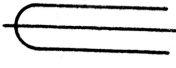


Рис. 1.5. Зміна температури теплоносіїв в рекуперативному ТА:

а – при фазових перетвореннях обох теплоносіїв (конденсація одного, випаровування іншого); б – при випаровуванні нагріваємого теплоносія; в – при конденсації гріючого теплоносія; г – при протитоковому руху теплоносіїв без фазового перетворення; д – при протитоковому руху теплоносіїв без фазових перетворень.

Схеми тока теплоносіїв й значення індекса протиточності та коефіцієнта схеми тока в рекуперативних ТА.

Таблиця 1.1_Характеристика теплоносіїв

Характеристика	Схема	Напрямок руху теплоносіїв	p_{Σ}	$p_{\Sigma \min}$	$p_{\Sigma \max}$	f_{φ} ($S \leq 2$)
		Прямоток Паралельне однонаправлене	1	1	1	1
		Протиток Паралельне протилежно направлене	0	0	0	0
Однократний перехресний ток						
Обидва теплоносія зовсім не змішані		Взаємно пер- пендикулярне	0,760	0,637	0,860	—
Обидва теплоносія ідеально змішані		—	0,496	0,491	0,500	—
Один теплоносій ідеально змішан, інший зовсім не змішан:		—	0,595	0,513	0,700	—
не змішан гріючий теплоносій		—	0,570	0,500	0,640	—
не змішан нагріваємий теплоносій		—	0,570	0,500	0,640	—
Змішаний ток при різному числі ходів						
Два хода, $B = 1$ (реверсивний ток)		Одно- та про-	0,500	0,500	0,500	0,398

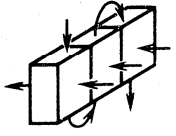
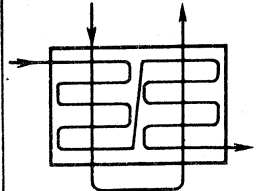
Продовження таблиці 1.1

Характеристика	Схема	Напрямок руху теплоносіїв	P_{Σ}	$P_{\Sigma \min}$	$P_{\Sigma \max}$	f_{φ} ($S \leq 2$)
Чотири хода, $B = 1$		тилежний напрямок	0,497	0,490	0,500	0,394
Шість ходів, $B = 1$			0,496	0,488	0,500	—
Парне нескінченне число ходів, $B = 1$		—	0,496	0,488	0,500	—
Три хода, $B = 2$			0,558	0,555	0,575	0,438
П'ять ходів, $B = 1,5$			0,518	0,512	0,525	0,416
Сім ходів, $B = 1,33$			0,506	0,500	0,510	—
П'ять ходів, $B = 1,25$			0,502	0,495	0,507	—
Непарне нескінченне число ходів, $B \geq 1$			0,496	0,492	0,502	—
Три хода, $B = 0,5$			0,434	0,367	0,444	0,350
П'ять ходів, $B = 0,67$			0,472	0,402	0,480	0,372
Сім ходів, $B = 0,75$			0,484	0,446	0,490	—
Непарне нескінченне число ходів, $B \leq 1$			0,496	0,489	0,500	—

Продовження таблиці 1.1

Характеристика	Схема	Напрямок руху теплоносіїв	p_{Σ}	$p_{\Sigma \min}$	$p_{\Sigma \max}$	f_{φ} ($S \leq 2$)
Багатократний перехресний ток						
Прямотокове включення ходів:		Однонаправлене				
обидва теплоносія ідеально змішані						
$n_x = 2$			0,124	—	—	—
$n_x = 3$			0,055	—	—	—
$n_x = 4$			0,032	—	—	—
$n_x = 5$			0,020	—	—	—
$n_x = 6$			0,014	—	—	—
$n_x = 7$			0,010	—	—	—
не змішан гриуючий теплоносії						
$n_x = 2$			0,127	—	—	-0,004
$n_x = 3$			0,056	—	—	0,029
$n_x = 4$			0,032	—	—	—
$n_x = 5$			0,020	—	—	—
$n_x = 6$			0,014	—	—	—
$n_x = 7$			0,010	—	—	0
не змішан зігріваючий теплоносії						
$n_x = 2$			0,126	—	—	-0,004
$n_x = 3$			0,056	—	—	0,029
$n_x = 4$			0,032	—	—	—
$n_x = 5$			0,020	—	—	—
$n_x = 6$			0,014	—	—	—
$n_x = 7$			0,010	—	—	0
Протитокове включення ходів:		Протилежно направлене				
обидва теплоносія ідеально змішані						
$n_x = 2$			0,876	—	—	—
$n_x = 3$			0,946	—	—	—
$n_x = 4$			0,970	—	—	—
$n_x = 5$			0,981	—	—	—
$n_x = 6$			0,987	—	—	—
$n_x = 7$			0,990	—	—	—

Продовження таблиці 1.1

Характеристика	Схема	Напрямок руху теплоносіїв	p_{Σ}	$p_{\Sigma \min}$	$p_{\Sigma \max}$	f_{φ} ($S \leq 2$)
не змішан гріючий теплоносіїв						
$n_{\chi} = 2$			0,881	—	—	0,660
$n_{\chi} = 3$			0,949	—	—	0,765
$n_{\chi} = 4$			0,971	—	—	—
$n_{\chi} = 5$			0,982	—	—	—
$n_{\chi} = 6$			0,987	—	—	—
$n_{\chi} = 7$			0,991	—	—	1,000
не змішан нагріваємий теплоносіїв						
$n_{\chi} = 2$			0,882	—	—	0,660
$n_{\chi} = 3$			0,949	—	—	0,765
$n_{\chi} = 4$			0,972	—	—	—
$n_{\chi} = 5$			0,982	—	—	—
$n_{\chi} = 6$			0,987	—	—	—
$n_{\chi} = 7$			0,991	—	—	1,000
Паралельне включення ходів		Взаємно перпендикулярне	—	—	—	—
		Складна схема току				
		Саме різноманітне				
Дозвільна комбінація прямотока, протитока, перехресного і змішано- го току						

1.3. Кожухотрубчасті теплообмінники

Кожухотрубні апарати виготовляють жорсткої, полужорсткої і нежорсткої конструкції; одно- і багатходовими; прямоштурними, протитоковими і поперечнотоковими; горизонтальними і вертикальними. Вони прості за конструкцією і, як правило, мають невисоку вартість.

Рекуперативні ТА складаються з пучка труб 3 (див. Рис. 1.3), жорстко закріплених в трубних решітках б, кожуха 2, кришок 5 з фланцями, що утворюють розподільні камери, опор 4 і перегородок, розташованих в міжтрубному просторі. На кожусі і кришках встановлені технологічні

патрубки і штуцера. Залежно від призначення апарату конструкція основних вузлів і використовувани матеріали можуть істотно відрізнятися.

Найбільш компактні трубні пучки рекуперативних ТА виготовляють з гладких труб зовнішнім діаметром b і товщиною стінки 6X0,5; 8X1; 10X1; 12X1 мм, однак очищення таких труб ускладнена. Тому в ТА машинобудування хімічної і нафтохімічної промисловості використовують труби 20X2; 25X2; 25X2,5 мм, а в ТА енергомашинобудування - труби 14X1; 14X1,5; 16X0,75; 16X1; 16X1,5; 19X1; 22X2; 24X1; 32X4; 32X5; 38X2,5 мм і ін. Оребрені труби застосовують в апаратах повітряного охолодження (АВО), в охолоджувачах надувного повітря (ОНВ) дизелів, в охолоджувачах масла (ОМ) дизелів і газотурбінних двигунів (ГТД), в холодильних конденсаторах і апаратах спеціального призначення.

Поширені розміри діаметра ребра і внутрішнього діаметра труби наступні: 14X10,5; 16,6X11,5; 20,5X10; 21X3,2; 22,5X15; 25X10; 29X10; 29X9; 43X17; 56X21 мм.

У таблиці 2 наведені матеріали, використовувани для виготовлення трубних пучків ТА.

Довжину труб ТА і довжину L^* їх безопорний прольотів вибирають за результатами оцінки вібростійкості труб і пучка. За даними ТЕМА (США), рекомендуються наступні значення L^* при різних значеннях зовнішнього діаметра d труби:

d ,мм	15,88	19,05	25,4	31,75
L^* ,мм	1321	1524	1880	2235

Для труб з алюмінієвих сплавів, міді і її сплавів, а також зі сплавів титану максимальна довжина безопорний ділянок повинна складати $0,865 L^*$.

Закріплення кінців труб (табл. 1.3). Найбільш поширеним способом закріплення труб 2 в отворах трубних решіток 1 євальцьовка - міцно щільне з'єднання, що утворюється в результаті деформації труби в радіальному напрямку під дією сили, створюваної вальцювальних інструментом. Для

забезпечення осьової міцності пучка в отворах трубних решіток 1 виконують як мінімум дві кільцеві розширювальні канавки 3 шириною 2 ... 3,5 мм і глибиною 0,4 ... 1 мм. При конічній розвальцьовуванні вхідного ділянки труб 2 знижується коефіцієнт місцевого опору, а отже, ймовірність ерозії на цій ділянці через запобігання відриву потоку на вхідний кромці.

Передовою технологією закріплення труб є їх вибуховий вальцевание, при якому вибуховий заряд поміщається всередині труби в товщі трубної решітки. За допомогою детонатора заряд підривається, енергія вибуху витрачається на деформацію труби в радіальному напрямку, в результаті чого навіть товстостінні труби утворюють з трубної ґратами вельми міцне з'єднання, яке важко отримати звичайною гнуття.

При цьому вимоги до геометрії труби і отвори істотно знижуються, що дозволяє використовувати спосіб вибухового вальцювання при ремонті труб. Застосовують також електрогідравлічний спосіб розвальцьовування. Якщо труби піддаються вібрації, циклічного нагрівання, великих перепадів тиску або на кінцях труб може виникнути тепловий удар, 50 кінці труб слід приварювати до трубної решітці. Шов 4 може бути втопленим, валиком і валиком з канавкою, канавкою (застосовується при тонких трубних решітках), а також зубчастим. Зварювати краще товстостінні труби або труби апаратів, що працюють в напружених умовах. У цих випадках рекомендується зварювання вибухом. Цей спосіб закріплення труб відрізняється від вибухової вальцювання потужністю заряду, вимагає конічної трубної решітки з зовнішньої сторони і великої висоти виступаючої частини труби над трубної ґратами. Хоча з'єднання виходить виключно міцне, в зазорі труба - конічний отвір можливе виникнення щілинної корозії.

Зварений шов будь-якого типу постійно знаходиться під ерозійно-корозійним впливом, тому в процесі тривалої експлуатації може відбутися розщільнення труби. У зв'язку з цим на вітчизняних підприємствах освоєно спосіб вальцювання з автоматичною зваркою кінців труб до трубним ґрат щільним швом 5. розвальцьовальні канавки при цьому не виконуються.

З'єднання характеризується високою міцністю. Оскільки при розвальцьовуванні кінця труби перед зварюванням шов пористий, зварювання часто виконують після вальцювання, шов при цьому може бути торцевим або внутрішнім. Краще з'єднання виходить, коли передня частина труби вибухом приварюється до трубної решітки, а інша частина труби розвальцьовується вибухом по товщині трубної решітки.

У кожухотрубних ТА один теплоносій тече всередині труб, інший - в міжтрубному просторі. При поперечному обтіканні пучків труб досягається більш інтенсивна тепловіддача, ніж при поздовжньому. Для кріплення труб з метою запобігання їх прогинів і вібрацій, а також для організації поперечного обтікання труб в міжтрубному просторі і отримання більш високій швидкості рідини всередині кожуха встановлюють поперечні перегородки. Найбільш поширені однобічні сегментні перегородки, перегородки типу диск - кільце і двосторонні сегментні перегородки. Крім того, застосовують перегородки, що перекривають трубний пучок, сегментні перегородки потрійного розташування та ін. Двосторонні сегментні перегородки та сегментні перегородки потрійного розташування застосовують з метою зменшення втрат тиску, при цьому може бути отримано зниження Δp на 60 ... 100%. Ущільнення трубного пучка в кожусі ТА здійснюють різними способами. Для запобігання шкідливого протікання через радіальні зазори кожух - поперечна перегородка, що знижують іноді перепад температур теплоносія вдвічі, по периферії перегородок найбільш часто встановлюють ущільнювальні сегменти з пружно деформованого матеріалу, наприклад з маслобензостійкої пластики. Товщина ущільнюючого листа складає 2 ... 5 мм, напуск за межі зовнішнього діаметра - 10 ... 15 мм. Один з варіантів кріплення ущільнюючих сегментів. При складанні ТА на операції насування кожуха 1 на трубний пучок краю ущільнювача пластикового листа 2 відгинаються відповідно до форми кожуха і ущільнюють зазор. У разі застосування ущільнення такого типу зазор кожух - перегородка можна

збільшити до 4 ... 5 мм, що істотно полегшує технологію збирання кожухотрубних ТА.

Для підвищення жорсткості трубного пучка і потрібного дистанціюється-вання поперечних перегородок використовується система стяжних стрижнів і розпірок. Круглі металеві стягнуті стрижні 5 одним кінцем ввинчують в нерухому трубну решітку, а іншим закріплюють на останній поперечній перегородки 3 контргайками. Між перегородками на кожен стягнутий стрижень надягають розпірки, що представляють собою відрізки труб з внутрішнім діаметром, дещо перевищує діаметр стрижня, і довжиною, що точно відповідає необхідному відстані між перегородками.

Для запобігання протікання між кожухом апарату і трубним пучком в окружному напрямку встановлюють закріплені на перегородках уплотняющие листи або витискувачі. Зазвичай ущільнюють листи або витискувачі встановлюють в тому місці, де труби пучка відстоять від кожуха на відстань більше 30 мм.

У деяких ТА використовують перегородки поздовжнього типу, за допомогою яких реалізується схема змішаного струму або, якщо число ходів в трубах збігається з числом поздовжніх ходів в міжтрубному просторі, схема протікання. При закріплених трубних решітках подовжню перегородку іноді приварюють до кожуха, але при використанні П-образних труб або рухомих трубних решіток подовжню перегородку зазвичай приварюють до нерухомої трубної решітці. В цьому випадку зазори між поздовжньою перегородкою і кожухом необхідно ретельно ущільнювати. Типовий приклад такого ущільнення - пакет 8 ущільнюючих смуг з корозійностійкої сталі, товщина смуги приблизно 0,2 мм.

1.4.Швидкість теплоносія

Швидкість руху теплоносія в міжтрубному просторі трубчастих ТА робить істотний вплив на тепловіддачу, втрати тиску, забрудненість і вібрацію труб.

Для підвищення тепловіддачі і зменшення забруднень швидкість потрібно збільшувати, а для зниження втрат тиску і запобігання небажаних наслідків вібрації труб - зменшувати.

При омиванні потоком теплоносія одиночних труб, рядів і пучків труб виникають нестационарні гідродинамічні сили, які збуджують вібрацію труб. Вихрове збудження. При поперечному обтіканні труб або при обтіканні їх під деяким кутом на кормовій частині поверхні труби під дією позитивного градієнта тиску виникає зворотна течія і формуються вихори, які спочатку витягуються, а потім починають відриватися від труби по черзі то з одного, то з іншого боку. На трубу починає діяти періодична гідродинамічна сила, здатна розгойдати пружну систему, якої є труба, зафіксована в трубних решітках, навіть при наявності проміжних опор - поперечних перегородок - або дистанціонуючих пристроїв.

Порушення турбулентними пульсаціями. Після вихрового збудження амплітуда вібрацій труб при їх поперечному обтіканні збільшується тільки внаслідок турбулентних пульсацій тиску потоку c - поява яких є турбулентному-вихровий відривний слід труби. Порушення труб турбулентними пульсаціями потоку відбувається практично у всьому діапазоні реальної швидкості. Збудлива гідродинамічна сила має широкий частотний спектр, але збудження труби пов'язано лише з тією, частота якої розподілена навколо частоти труби.

Турбулентні пульсації є основною причиною вібрації і при їх поздовжньому омиванні. Турбулентні вихори, ініційована потоком, рухаються паралельно трубам і збуджують вібрацію t на власних частотах коливань.

Гідропружних збудження. При поперечному обтіканні пучка у труб за допомогою турбулентних пульсацій спостерігається в їх рядах до значень безрозмірною швидкості. В глибині ряду це порушення відбувається до появи гідроупорних вібрацій, які визначаються властивостями загасання (демпфірування) системи.

Якщо припиняється підведення енергії до вихором, що визначає виникнення нестационарних гідродинамічних сил, то амплітуда вібрації зменшується в часі. Темп загасання (гідродинамічного демпфірування) вібрацій має експонентну залежність у часі. Логарифмічний декремент загасання є основною характеристикою загасання.

Загасання вібрацій труби в пучку визначається додатково конструкційним демпфуванням і демпфуванням в матеріалі труби.

При оцінці результатів розрахунку необхідно враховувати наступне. Вібрація труб має місце в більшості експлуатованих ТА. Проте руйнування труб в цих ТА не спостерігається. Швидкість теплоносія в міжтрубному просторі така, що виконуються викладені вище умови, а жорсткість конструкції трубного пучка досить велика.

Пошкодження труб є наслідком зіткнення труб між собою, труб і кожуха, перерізання труб перегородками при великих зазорах між отвором в перегородці і трубою і малій товщині перегородок, а також можуть мати втомний характер, обумовлений багатоциклового навантаження труб при досить великих вбрані в них, викликаних періодичними вигинами труб. Останній тип пошкоджень може бути прискорений корозією і ерозією.

Вібрація поперечно обтічних труб і труб з кутом атаки потоку 25 ... 90 °, ініційована турбулентними пульсаціями, менш небезпечна, ніж порушується зривом вихорів і гідропружних силами. Особливо небезпечна гідропружних вібрація, що виникає при великій швидкості потоку.

Найбільші амплітуди коливань труб, викликані відривом вихорів, при низькій турбулентності набігаючого потоку відзначені на трубах перших рядів шахових і коридорних пучків. Крім того, труби перших рядів сприймають ударну дію потоку, що входить в межтруб-ве простір через вхідний патрубок, причому тим більше, чим вище щільність теплоносія.

Необхідно також оцінити швидкість потоків обвідних течій на де з ТА і в областях повороту потоку поблизу вікон перегородок в експлуатації показує, що саме в тих зонах межтрубного простору, ніж в основному потоці.

Для запобігання акустичної вібрації рекомендується встановлювати спеціальні засмучує пластини, розташовані в кожусі, у напрямку поперечного обтікання труб.

Захист від електрохімічної корозії і корозійного ерозії. Електрохімічна корозія виникає в разі застосування матеріалів з різними значеннями електрохімічного потенціалу, що працюють на морській воді, і розділяється на суцільну, корозію плямами, виразкову межкристалітну і підповерхневих. Морська вода висипає в якості електроліту металів з різними потенціалами. При електрохімічній реакції відбуваються окислення металу і відновлення водню або кисню, виділення металів з розчину і т.п.

У разі руйнування захисної плівки на поверхні металу внаслідок поперечних дотичних напружень, що виникають при великій швидкості течії, а також на вході з труби потоку (вплив на кінець труби) проявляється корозійна ерозія. Для захисту від корозії і кавітації ерозії крім підтримки необхідних температури і швидкості потоку застосовують протектори, які при електрохімічному контакті двох різних металів є анодом, а захищаються метали - катодом. Матеріал анода повинен мати більш низький електричний потенціал, ніж матеріал, з якого виготовлені кришки, труби і трубні решітки, тоді анод розчиняється в електроліті (руйнується) швидше, насичуючи електроліт (в даному випадку морську воду) сполуками, що сповільнюють корозію і ерозію. Вплив на кінці мідних, латунних і мельхіорових труб і їх корозійна ерозія менше в разі використання анодів з м'якої сталі. Руйнування бронзи, вуглецевої і низьколегованої сталі можна запобігти установкою Цинкових анодів пластинчастого або пальчикового типу, проте цинкові швидко поляризуються.

1.5. Конструкції кожухотрубчастих теплообмінників

Апарати загальнопромислового призначення. Нижче наведено класифікацію ТА за призначенням і конструкції.

За призначенням бувають: теплообмінники, охолоджувачі, конденсатори, випарники.

За конструкцією: з нерухомими трубними решітками, з температурним компенсатором на кожусі, з плаваючою головкою (вузол рухомої трубної дошки з кришкою на зборі), з U-образними трубками.

ТА типів П і У застосовують при значній різниці температур стінок кожуха і труб, а також в разі необхідності механічного чищення трубного пучка зовні.

Елементи конструкції стандартних ТА істотно залежать від діаметра кожуха.

Кожухотрубні ТА для в'язких рідин, можуть служити також для нагрівання та охолодження в'язких рідин. Для цих цілей можуть застосовуватися і інші теплообмінники. Так, для установок гідротурбін та інших енергетичних установок використовують кожухотрубні ОМ типу МБ і МБМ, що випускаються заводом "Червоний Гідропрес". Ці апарати виготовляють чотирьох типорозмірів з витратою масла 30 ... 90 м³ / ч. Всі вони мають вертикальну компоновку.

Відмінною особливістю охолоджувачів парових і газових турбін є традиційне використання перегородок типу диска і кільця. Апарати типу МБ розраховані на використання в'її охолоджуючої води з масовою концентрацією солей до 5000 мг / л, а апарати типу МБМ морської води з масовою концентрацією солей понад 5000 мг / л. Конструктивно вони виконані однаково. Відрізняються лише тим, що в водяних камерах апаратів МБМ встановлені протектори і частина деталей виготовлена з матеріалів, що забезпечують надійну роботу на морській воді.

Для підігріву мазуту на теплових електростанціях широко використовують гладкотрубні підігрівачі типу ПМ. Як гріє теплоносія зазвичай застосовується пар з відборів турбін або котла. Підігрівачі ПМ виконані горизонтальними, поверхня теплообміну набрана з прямих гладких труб із зовнішнім діаметром $D = 38$ мм. Трубні решітки в апараті закріплені

жорстко, трубки развальцовані. Мазут рухається всередині труб, здійснюючи 12 ходів, в міжтрубному просторі.

Для підігріву в'язких палив (мазутів) застосовують підігрівачі з U-подібними трубками. Гріючий пар проходить всередині труб, а мазут в міжтрубному просторі. Підігрівачі цього типу випускають відповідно до ГОСТ 14245-79. Поперечний обтікання мазутом пучка труб забезпечується за допомогою сегментних перегородок.

Більш досконаліми підігрівниками є кожухотрубні апарати блочно-елементного типу з оребренними трубками, створені НВО ЦКТИ і ПО "Червоний казаняр". В подогревателях (підігрівач мазуту з поверхнею з оребрених труб) типу ПМР застосована схема з двостороннім обігрівом в'язкої рідини, що протікає в кільцевих каналах, які утворені коаксіальними трубами.

Основними вузлами апарату є: парова камера, трубна решіткапарової камери, мазутна камера, перегородка мазутної камери, блок-корпус.

1.6. Методи теплового розрахунку

Термодинамічні розрахунки проводять з метою виявлення термодинамічної ефективності процесів перенесення теплоти, визначення втрат ексергії, ексергічного ККД і т.д. У деяких випадках до термодинамічних відносять розрахунки термодинамічних (теплофізичних) властивостей робочих тіл.

Конструкторські розрахунки виконуються на базі певної технологічної програми спеціалізованого підприємства і розроблених каталогів основних деталей. Відповідно до цих документів і заданим типом ТА при необхідності проводять конструктивні і розрахунки на міцність.

Проектні розрахунки проводять для визначення площі необхідної теплопередавальної поверхні, а в разі багатосекційних ТА - числа їх секцій, схеми з'єднань секцій або апаратів між собою. Крім цього, при проведенні проектних розрахунків деталізують конструкцію ТА, компонований, як

правило, з стандартизованих або нормалізованих деталей, вузлів, секцій, апаратів, а також розраховують масові, габаритні, гідравлічні, економічні та інші показники ефективності ТА.

Проектно-конструкторські розрахунки на відміну від проектних, орієнтовані на нестандартні ТА. Тому для цих розрахунків характерні ітераційні процедури, що використовують фрагменти проектних і конструкторських розрахунків.

Перевірочні розрахунки необхідні для визначення невідомих кінцевих температур або необхідних режимних параметрів (витрата, тиск, температура теплоносіїв) при заданих конструкціях і схемах струму. У підсумку виявляються показники ефективності ТА.

Проектно-перевірочний розрахунок послідовно об'єднує в одному розрахунковому циклі проектний (проектно-конструкторський) і перевірочний розрахунок. Він необхідний, коли площа F необхідної поверхні теплопередачі ТА, певну в проектному розрахунку, збільшують з метою резервування або запасу, а також в разі округлення розрахованих конструктивних розмірів до встановлених нормами, що може привести до збільшення або зменшення площі F проектованого ТА.

Дослідницькі розрахунки виконують на основі проектних або перевірочних розрахунків для оптимізації термодинамічних, енергетичних, конструктивних або економічних показників ТА, а також з ланцюгом коригування будь-яких рівнянь, які використовуються в реалізованій математичній моделі ТА за експериментальними даними, виявлення впливу різних фізичних величин або умов експлуатації на показники ефективності ТА, умови перенесення теплоти і т.д. Як правило, при проведенні розрахункових досліджень виконуються десятки і сотні розрахунків за спеціальним планом, розробленим відповідно до основних положень математичної теорії планування експерименту.

У моделях з зосередженими параметрами просторові зміни величин не аналізуються і теплофізичні властивості теплоносіїв, а отже, коефіцієнти

тепловіддачі вважаються однорідними в усьому обсязі ТА. Моделі з розподіленими параметрами на відміну від попередніх враховують детальні зміни режиму перенесення теплоти при русі від однієї координати поверхні до іншої. Моделі ТА з зосередженими параметрами простіше, ніж моделі з розподіленими параметрами, але останні більш точні з методологічної точки зору, оскільки дозволяють розглядати ТА як дуже велике число складно з'єднаних між собою мікротеплообмінників, в межах елементів поверхонь яких теплофізичні властивості теплоносіїв можна з великою вірогідністю приймати постійними.

Моделі з розподіленими параметрами використовують в інтервально-ітераційних розрахунках, які аналогічні чисельному інтегруванню диференціальних рівнянь теплопередачі і теплового балансу до мінливих в ході кожної ітерації граничними умовами. Найчастіше в алгоритм інтервально-ітераційних розрахунків закладені кінцево-різницеві процедури, відповідно до яких теплообмінна поверхня або температурний перепад розбивається на велике число елементів (інтервалів), розрахувати які за один прохід неможливо, через невизначеність значень кінцевих температур елемента або його поверхні.

Моделі з розподіленими параметрами знаходять застосування при виконанні дослідницьких розрахунків для підвищення їх точності, а також в тих випадках, коли потрібно проаналізувати вплив зміни будь-якого параметра, наприклад витрати теплоносія, по перетину або по довжині ТА.

Моделі з зосередженими параметрами поширені в інтегральних розрахунках (розрахунки ТА в цілому), які необхідні на всіх стадіях проектування ТА. При конструюванні моделей з зосередженими параметрами встає проблема узгодження умовних значень середнього по поверхні коефіцієнта k теплопередачі і середнього температурного напору яка вирішується шляхом відповідного розрахунку визначних температур.

Визначними називають температури t_1 і t_2 , за допомогою яких розраховують коефіцієнт теплопередачі k , узгоджується із середнім температурним напором.

Найпростіший метод розрахунку визначають температур t_1 і t_2 заснований на лінійній концепції зміни температур теплоносіїв по поверхні ТА. Відповідно до цього визначальну температуру теплоносія, найбільш слабо змінює свої теплофізичні властивості, наприклад, внаслідок невеликого перепаду температур, розраховують як середню арифметичну температуру на вході даного теплоносія в апарат ш виході з нього, а визначальну температуру іншого теплоносія знаходять шляхом додавання або віднімання середнього температурного напору, наприклад:

$$t_{1,2} = 0,5(t_{1,2}^{1'} + t_{1,2}^{2'}) ;$$

Встановлено, що цей метод дозволяє отримати хороші результати для охолоджувачів з невеликими температурними перепадами, для інших ТА його можна застосовувати тільки в якості орієнтовного.

Методика СЛ. Богаткова враховує форму кривих зміни температур теплоносіїв по поверхні ТА, яка визначається співвідношенням теплоємностей витрат. Методика А. Колберна заснована на поданні про лінійну зміну коефіцієнта теплопередачі по поверхні площею F , а методика Р.Г. Малека - про експоненційному зміні коефіцієнта k теплопередачі по площі F . Всі ці методики застосовні тільки для двох схем струму - протитока і прямотока.

Універсальна методика базується на концепції експоненціального зміни коефіцієнта до по поверхні площею F , що дуже близько до дійсності. У разі найбільш сильного впливу на коефіцієнт теплопередачі зміни теплофізичних властивостей гріючого теплоносія

$$t_{1,1} = t_{1,1}^{1'} + (t_{1,1}^{2'} - t_{1,1}^{1'}) / (\ln k^{2'} / k^{1'}) \ln(w_{1,2} (t_{1,2}^{2'} - t_{1,2}^{1''})) / (k^{2'} F \Delta t_{1,сп}) ;$$

(1.1)

$$t_{1,2} = t_{1,2}^{1'} + (t_{1,1} - t_{1,1}^{1'}) / A^{10} ;$$

(1.2)

$$n_1 k = (\ln(k^{1'}/k^{1''})) / (t_{11}^{1'} - t_{11}^{1''}) ; \quad A_k = \frac{k'}{\exp(n_k t_1^1)},$$

(1.3)

де k' - коефіцієнт теплопередачі на гарячому кінці ТА, розраховується за допомогою підпрограм FP і KI, причому гарячим вважається кінець ТА з найвищою температурою теплоносія, зміна теплофізичних властивостей якого найбільш сильно впливає на коефіцієнт теплопередачі. Визначальні температури приймаються рівними температур теплоносіїв на гарячому кінці ТА; $k^{1''}$ - коефіцієнт теплопередачі, але на холодному кінці ТА.

У разі найбільш сильного впливу на коефіцієнт теплопередачі зміни теплофізичних властивостей нагріваємого теплоносія

$$t_{12} = t_{12}^{1''} + (t_{12}^{1''} - t_{12}^{1'}) / (\ln(k^{1'}/k^{1''})) \ln(w_{11} (t_{11}^{1'} - t_{11}^{1''})) / (k^{1'} F \Delta t_{1cp})$$

;

(1.4)

$$t_{11} = t_{11}^{1''} + (t_{12} - t_{11}^{1'}) A^{10} ;$$

(1.5)

$$n_1 k = (\ln(k^{1'}/k^{1''})) / (t_{12}^{1''} - t_{12}^{1'}) ; \quad A_1 k = k^{1'} / (\exp(n_1 k t_{12}^{1''})) ,$$

(1.6)

Рівняння (1.1) - (1.6) справедливі для будь-якої схеми струму, застосованого до якої отримано аналітичні вирази для розрахунку , але їх використання ускладнене внаслідок невизначеності площі F , при проектному розрахунку ТА, а також кінцевих температур і при перевірному розрахунку. У цьому випадку неминуче використання ітераційного циклу.

1.7. Загальні відомості про місцеві опори

Гідравлічні втрати енергії поділяються на місцеві втрати і втрати на тертя по довжині. Втрати на тертя в прямих трубах постійного перерізу розглянуті при ламінарному і турбулентному течіях. Розглянемо втрати, зумовлені місцевими гідравлічними опорами, такими елементами трубопроводів, в яких внаслідок зміни розмірів або конфігурації русла

відбувається зміна швидкості потоку, відрив транзитного потоку від стінок русла і виникають вихроутворення.

Загальна формула зв'язку місцевої втрати напору і швидкості потоку, формула Вейсбаха:

$$h_{\text{м}} = \frac{\zeta v^2}{2g} = \frac{\zeta Q^2}{2gS^2} \quad (1.7)$$

Найпростіші місцеві гідравлічні опори можна розділити на розширення, звуження і повороти русла, кожне з яких може бути раптовим або поступовим. Більш складні випадки місцевих опорів являють собою сполуки або комбінації перерахованих найпростіших опорів. Так, наприклад, при перебігу рідини через вентиль потік викривляється, змінює свій напрямок, звужується і, нарешті, розширюється до початкових розмірів; при цьому виникають інтенсивні вихроутворення.

Розглянемо найпростіші місцеві опору при турбулентному режимі течії в трубі. Коефіцієнти втрат ζ при турбулентному плинні визначаються в основному формою місцевих опорів і дуже мало змінюються зі зміною абсолютних розмірів русла, швидкості потоку і в'язкості ν рідини, зі зміною числа Re , тому зазвичай приймають, що вони не залежать від Re , що означає квадратичний закон опору, або автотомодельності.

1.8. Раптове розширення русла

Значення коефіцієнтів місцевих втрат в більшості випадків отримують з дослідів, на підставі яких виводять емпіричні формули або будують графіки. Однак для раптового розширення русла при турбулентному плинні втрату напору можна досить точно визначити теоретичним шляхом.

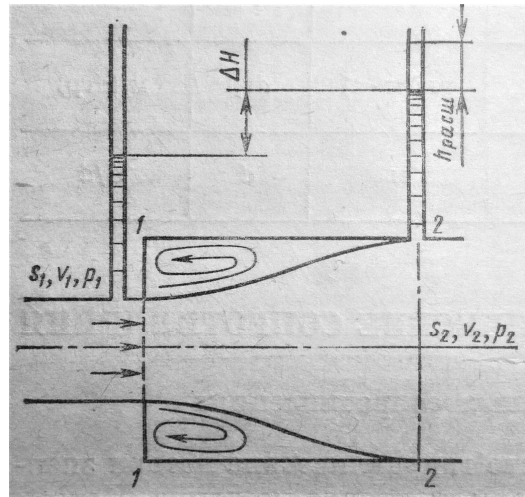


Рис. 1.6 – Раптове розширення труби.

При раптовому розширенні русла (труби) (рис. 1.6) потік зривається з кута і розширюється раптово, як русло, а поступово, причому в кільцевому просторі між потоком і стінкою труби утворюються вихори, які і є причиною втрат енергії. При цьому, як показують спостереження, відбувається безперервний обмін частками рідини між основним потоком і завихрення його частиною. Крім того, основний вихор породжує інші, більш дрібні вихори, які несуться потоком і при цьому розпадаються на ще більш дрібні вихори. Таким чином, втрата енергії відбувається не тільки в основному вихорі, але і по довжині наступного за ним ділянки потоку.

Розглянемо два перетину горизонтального потоку: 1 - 1 - в площині розширення труби і 2 - 2 - в тому місці, де потік, розширивши, заповнив усі перетин широкої труби. Так як потік між розглянутими перерізами розширюється, то швидкість його зменшується, а тиск зростає. Тому другий п'єзометр показує висоту, на ΔH більшу, ніж перший; але якби втрат напору в даному місці не було, то другий п'єзометр показав би висоту більшу ще на $h_{\text{розш}}$. Ця висота і є місцева втрата напору на розширення.

Позначимо тиск, швидкість і площа потоку в перерізі 1 - 1 відповідно через p_1 , v_1 , та S_1 , а в перетині 2 - 2 - через p_2 , v_2 , та S_2 .

Перш ніж складати вихідні рівняння, зробимо три припущення:

- 1) розподіл швидкостей в перетинах 1 - 1 і 2 - 2 рівномірний; $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, що зазвичай і приймається при турбулентному режимі;
- 2) дотичне напруження на стінці труби між перетинами 1 - 1 і 2 - 2 дорівнює нулю. Нехтуємо силою тертя, малої в порівнянні з силами тиску;
- 3) тиск p_1 в перерізі 1 - 1 діє по всій площі S_2 тому, що, хоча труба і розширилася, потік в перерізі 1-1 ще зберіг свій поперечний розмір, отже, ні швидкість, ні тиск ще не змінилися.

Запишемо для перетинів 1 - 1 і 2 - 2 рівняння Бернуллі з урахуванням втрати напору $h_{\text{розш}}$ на розширення, і приймаючи $z_1 = z_2 = 0$, отримаємо

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{розш.}} \quad (1.8)$$

Потім застосуємо теорему Ейлера про зміну кількості руху до фіксованого циліндричного обсягу, укладеним між перетинами 1 - 1, 2 - 2 і стінкою труби. Для цього визначимо рівнодіюча зовнішніх сил, що діють на даний обсяг в напрямку руху, сил тиску. З огляду на те, що площі підстав циліндра зліва і справа однакові і рівні S_2 , а також вважаючи, що в перерізі 2-2 тиск p_1 рівномірно розподілено по всій площі S_2 , отримаємо рівнодіюча силу, чисельно рівну секундному імпульсу

$$(p_1 - p_2)S_2. \quad (1.9)$$

Відповідне цьому імпульсу зміна кількості руху знайдемо як різницю між секундним кількістю руху, що виносяться з розглянутого обсягу і внесеним в нього; при рівномірному розподілі швидкостей по перетинам ця різниця дорівнює

$$Q\rho(\omega_2 - v_1). \quad (1.10)$$

Прирівнюючи одне до іншого, отримаємо

$$(p_1 - p_2)S_2 = Q\rho(\omega_2 - v_1). \quad (1.11)$$

Розділимо отримане рівняння на $S_2\rho g$; враховуючи, що $Q = v_2 S_2$, перетворимо праву частину рівняння

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{v_2}{g}(\omega_2 - v_1) = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{2v_1 v_2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}. \quad (1.12)$$

Згрупувавши члени, отримаємо

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2}{2g}. \quad (1.13)$$

Порівняння останнього рівняння з раніше записаним рівнянням Бернуллі показує повну їх аналогію, звідки робимо висновок, що

$$h_{\text{розш.}} = \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2}{2g}. \quad (1.14)$$

втрата напору при раптовому розширенні русла дорівнює швидкісному напору, визначеним за різниці швидкостей. Це положення часто називають

теоремою Борда в честь французького вченого, який в 1766 р. вивів цю формулу.

Якщо врахувати, що відповідно до рівняння витрати

$$v_1 S_1 = v_2 S_2. \quad (1.15)$$

то отриманий результат можна записати ще в вигляді, відповідному загальним способом вираження місцевих втрат:

Отже, для раптового розширення русла коефіцієнт втрат

$$\zeta = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (1.16)$$

Доведена теорема, добре підтверджується досвідом при турбулентному плинні і широко використовується в розрахунках.

Коли площа S_2 вельми велика в порівнянні з площею S_1 , швидкість можна вважати рівною нулю, втрата на розширення

$$(1.17)$$

в цьому випадку втрачається весь швидкісний напір (вся кінетична енергія, якою володіє рідина); коефіцієнт втрат $\zeta = 1$. Такому випадку відповідає, наприклад, підведення рідини по трубі до резервуару досить великих розмірів.

Розглянута втрата напору (енергії) при раптовому розширенні русла витрачається, можна вважати, виключно на вихорі-освіту, пов'язану з відривом потоку від стінок, на підтримку безперервного обертального руху рідких мас з постійним їх оновленням (обміном). Тому цей вид втрат енергії, пропорційних швидкості (витраті) в другому ступені, називають втратами на вихроутворення. В кінцевому рахунку вони витрачаються на роботу сил тертя, але не безпосередньо, як в прямих трубах постійного перерізу, а через вихроутворення.

1.9. Звуження русла

Раптове звуження русла (рис. 1.7) завжди викликає меншу втрату енергії, ніж раптове розширення з таким же співвідношенням площ. В цьому випадку втрата обумовлена, по-перше, тертям потоку при вході у вузьку трубу і, по-друге, втратами на вихроутворення. Останні викликаються тим, що потік не обтікає вхідний кут, а зривається з нього і звужується; кільцевий же простір навколо звуженої частини потоку заповнюється завихреною рідиною.

В процесі подальшого розширення потоку відбувається втрата напору, яка визначається формулою Борда (1.18). Отже, повна втрата напору

$$h_{\text{звуж.}} = \zeta_0 \frac{v_x^2}{2g} + \frac{(v_x - v_2)^2}{2g} = \zeta_{\text{звуж.}} \frac{v_x^2}{2g} \quad (1.18)$$

де ζ_0 - коефіцієнт втрат, обумовлений тертям потоку при вході у вузьку трубу і залежить від $\frac{S_1}{S_2}$ та Re ; v_x - швидкість потоку в звуженому місці; $\zeta_{\text{звуж.}}$ - коефіцієнт опору раптового звуження, що залежить від ступеня звуження.

Для практичних розрахунків можна користуватися напівемпіричної формулою І.Е. Ідельчика:

$$\zeta_{\text{звуж.}} = \frac{1 - \frac{S_2}{S_1}}{2} = \frac{1 - \frac{1}{n}}{2}, \quad (1.19)$$

де $n = \frac{S_1}{S_2}$ - ступінь звуження.

З формули випливає, що в тому окремому випадку, коли можна вважати $\frac{S_2}{S_1} = 0$. При виході труби з резервуара досить великих розмірів і при відсутності заокруглення вхідного кута, коефіцієнт опору

$$\zeta_{\text{звуж.}} = \zeta_{\text{вх.}} = 0,5 \quad (1.20)$$

Заокругленням вхідного кута (вхідної кромки) можна значно зменшити втрату напору при вході в трубу.

Поступове звуження труби, називається конфузором (рис. 1.8). Перебіг рідини в конфузорі супроводжується збільшенням швидкості і падінням тиску; так як тиск рідини на початку конфузора вище, ніж в кінці, причин до виникнення вихроутворення і зривів потоку (як в дифузорі) немає. У конфузорі є лише втрати на тертя. У зв'язку з цим опір конфузора завжди менше, ніж опір такого ж дифузора.

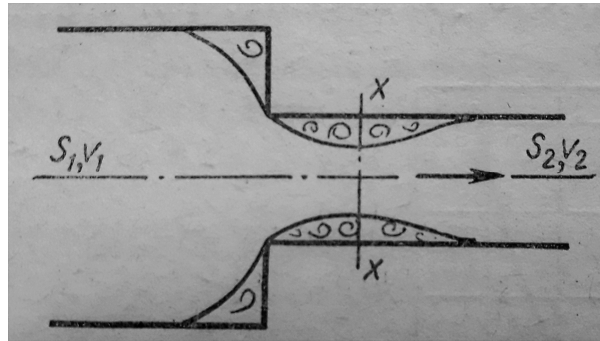


Рис. 1.7 – Різке звуження труби.

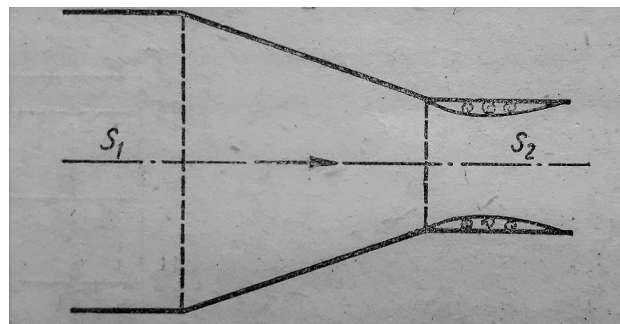


Рис. 1.8 – Конфузор.

Втрату напору на тертя в конфузорі можна підрахувати так само, як це робили для дифузора, спочатку висловити втрату для елементарного відрізка, а потім виконати інтегрування. В результаті отримаємо наступну формулу:

$$(1.21)$$

Невелике вихроутворення і відрив потоку від стінки з одночасним стисненням потоку виникає лише на виході з конфузора в місці з'єднання конічної труби з циліндричною. Для ліквідації вихроутворення і пов'язаних з ним втрат рекомендується конічну частину плавно з'єднувати з циліндричною або конічну частину замінювати криволінійною, плавно

переходячи в циліндричну (рис. 1.9). При цьому можна допустити значну степінь звуження n при невеликій довжині вздовж осі і невеликих втратах.

Коефіцієнт опору такого плавного звуження, званого соплом, змінюється приблизно в межах $\zeta = 0,03$, залежно від ступеня і плавності звуження і Re (великим Re відповідають малі значення і навпаки).

1.10. Місцеві опори при ламінарному плинні

При ламінарному режимі, по-перше, місцеві опори зазвичай грають малу роль в порівнянні з опором тертя і, по-друге, закон опору є більш складним і досліджений в меншій мірі, ніж при турбулентному плинні.

Якщо при турбулентному плинні місцеві втрати напору можна вважати пропорційними швидкості (витрати) в другому ступені, а коефіцієнти втрат ζ визначаються в основному формою місцевого опору і практично не залежать від Re , то при ламінарному плинні втрату напору h_m слід розглядати як суму

$$(1.22)$$

У таких місцевих опорах, де є вузький канал, довжин якого значно перевищує його поперечний розмір, з плавними обрисами входу і виходу, як, наприклад, показано на рис. 1.9, а), а числа Re малі, втрата тиску визначається в основному тертям та закон опору наближається до лінійного.

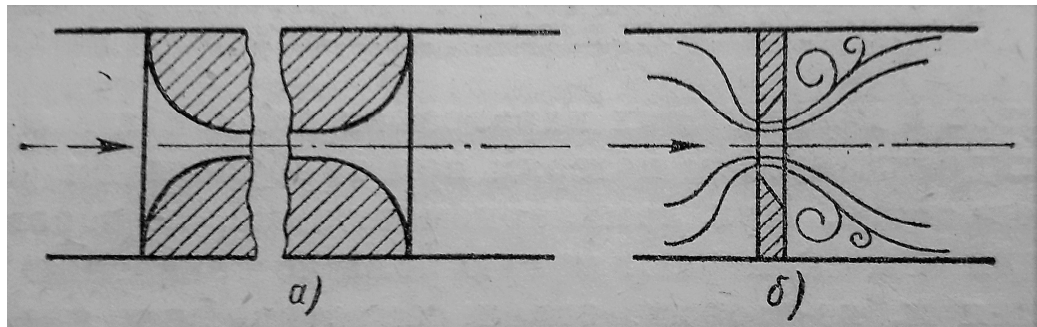


Рис. 1.9 – Місцевий опір

Якщо ж в місцевому опорі тертя зведено до мінімуму, наприклад, завдяки гострій кромці (як на рис. 1.9, б), і є відриви потоку і вихроутворення, а числа Re досить великі, то втрати напору пропорційні швидкості (і витраті) приблизно в другій ступеня.

2. НОВИЙ ТЕПЛООБМІННИК

Теплообмінники знаходять широке розповсюдження в хімічній, нафтохімічній, нафтопереробній, харчовій та інших галузях промисловості. Апарати, призначені для проведення теплообмінних процесів, називають теплообмінними. Ці апарати мають різноманітне конструктивне оформлення, яке залежить від характеру процесів, котрі протікають в них та умов їхнього проведення. Умови проведення процесів теплообміну в промислових апаратах надзвичайно різноманітні. Їх застосовують для робочих середовищ із різним агрегатним станом у широкому діапазоні тисків, температур та фізико-хімічних властивостей.

Передача тепла в теплообмінних апаратах здійснюється від середовища, що має більш високу температуру, до середовища з більш низькою температурою. Рушійною силою процесу теплообміну є різниця температур середовищ. Зазвичай проблемою в теплообмінниках є погане розподілення потоків, внаслідок цього функція теплообміну протікає недостатньо якісно.

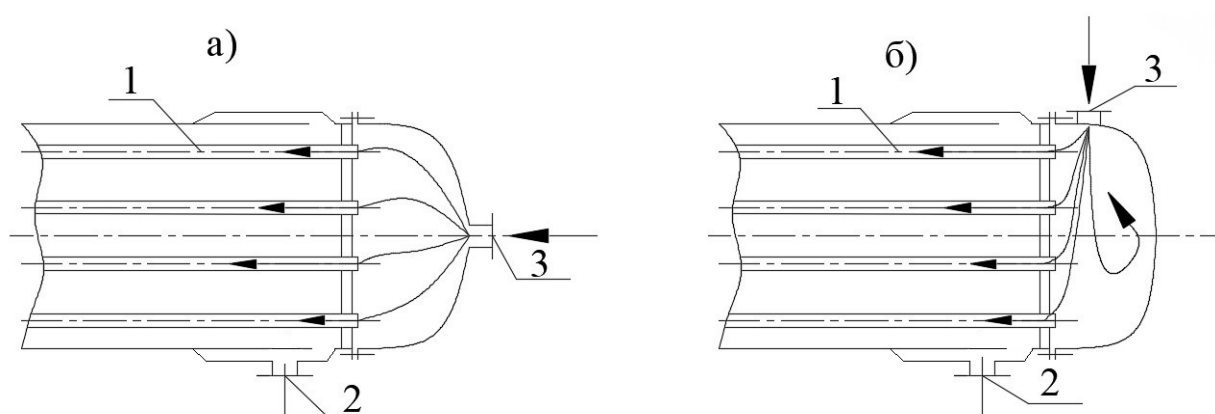


Рис. 2.1 Розподілення в теплообміннику

- а) – вхід розташовується збоку, потоки які знаходяться в центрі більш сильніші; б) – вхід розташовується зверху, сильніші потоки розташовані біля входу:

1 – трубний пучок; 2 – вхід підігріваного газу (пару); 3 – вхід газу (пару) для теплообміну.

На рис. 2.1 бачимо, як спрямовані потоки, у випадку «а», де вхід розташовується збоку, потоки які знаходяться в центрі більш сильніші, у випадку «б», де вхід розташовується зверху, потоки сильніші розташовані біля входу. В обох випадках маємо погане розподілення потоків, внаслідок цього функція теплообміну є не якісною.

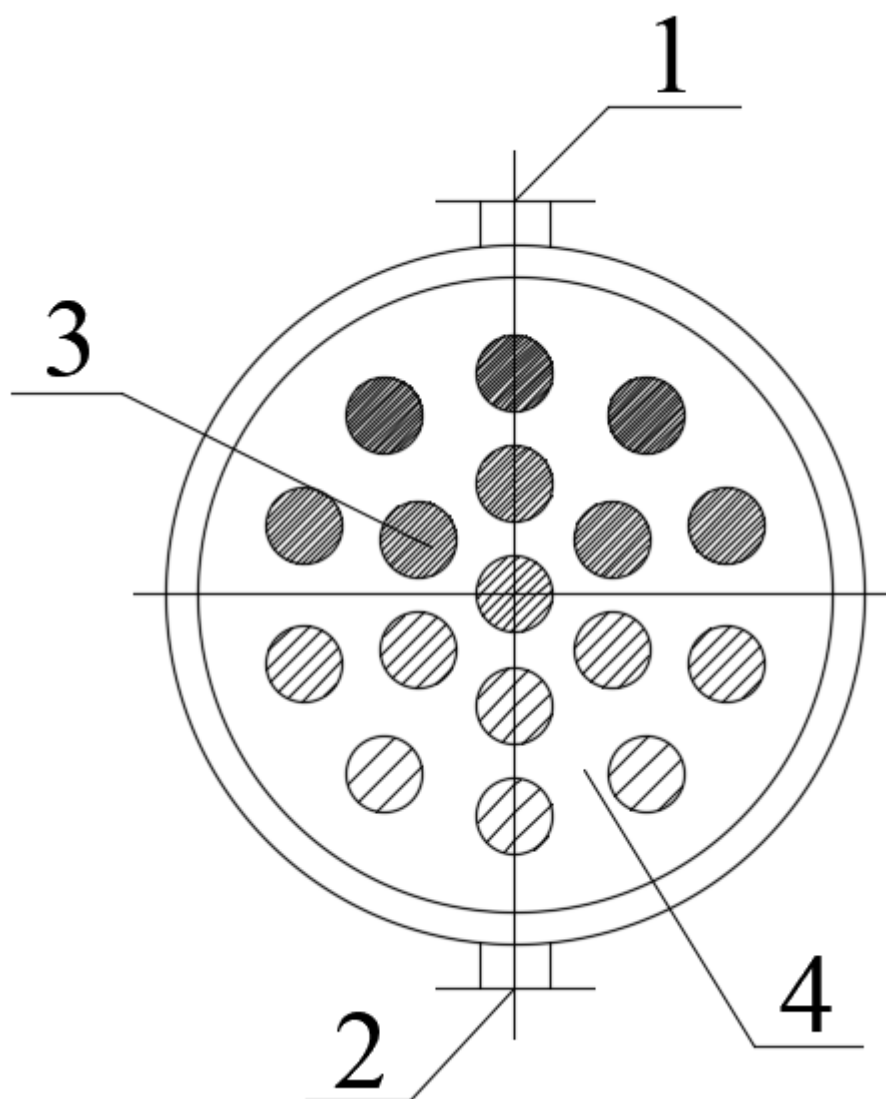


Рис. 2.2 Трубна решітка

1 – вхід газу (пару) для теплообміну; 2 – вихід підігріваного газу (пару); 3 – трубний пучок; 4 – трубна решітка.

На рис. 2.2 зображена схема теплообміну на виді збоку, штриховкою позначено різницю потоків в трубах.

Для того щоб отримати кращій теплообмін, потрібно розробити новий розподільник. Сутність нового розподільника полягає в тому, що він рівномірно розподіляє потоки.

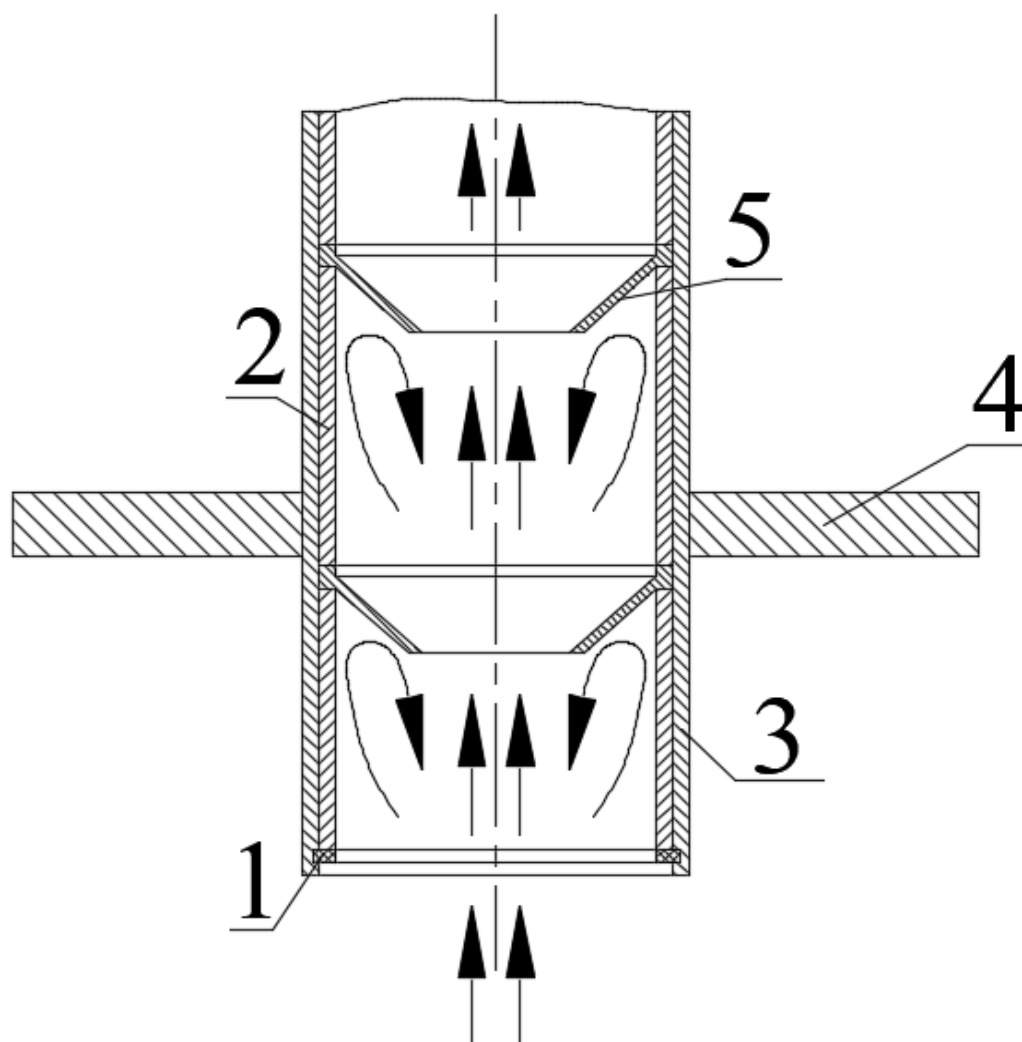


Рис. 2.3 Принцип роботи нового розподільника

1 – стопорна шайба; 2 – трубчатий вкладиш; 3 – патрубок; 4 – трубна решітка; 5 – дифузор.

Розглянемо рис 2.3 На ньому ми бачимо, що новий розподільник складається з трубки та дифузорів, які рівномірно розподілюють потік. Рухається потік через отвори у дифузорах, інша частина завіхрюється у кутках трубки.

Пристрій працює наступним чином: газ (пара) потрапляючи до патрубка спрямовується до дифузора, частина газу проходить крізь дифузор, а інша частина розвертається утворюючи повітряний клапан. Після

проходження дифузору, газ поступово починає займати всю площу перетину патрубка.

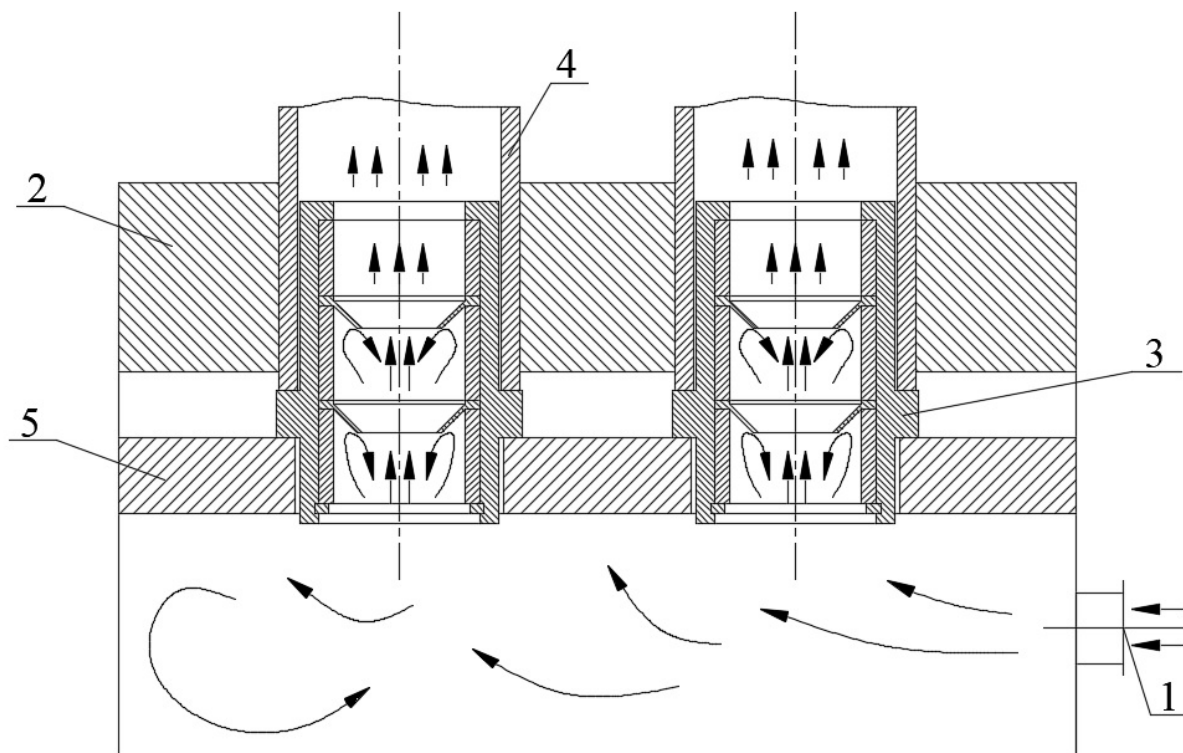


Рис. 2.4 розподілення між патрубками

1 – вхід газу (пару) для теплообміну; 2 – трубна решітка; 3 – патрубок з дифузорами; 4 – труби теплообмінника; 5 – Закріплююча плита.

Звернемо увагу на рис. 2.4, на ньому зображена схема розподілення потоку між патрубками з дифузорами. В патрубку вставляється трубчатий вкладиш, дифузори і закріплюється стопорною шайбою в кінці. У трубках теплообмінника та на патрубку з дифузорами нарізається різьба, після чого патрубку вкручуються у трубки теплообмінника.

В залежності від кількості газу, який поступає у патрубок, завдяки дифузорам, влаштованим в патрубок, з'являється повітряний клапан, внутрішній переріз якого змінний та залежить від кількості поступаючого газу. Якщо поступає мала кількість газу, перетин повітряного клапану буде збільшуватись, в протилежному випадку збільшення поступаючого газу буде сприяти зменшенню перетину повітряного клапану. Якщо це розглядати з позиції декількох патрубків, в які поступає газ, то газ між ними буде

перерозподілятися в рівних об'ємах, та на виході в них буде виходити рівна кількість газу.

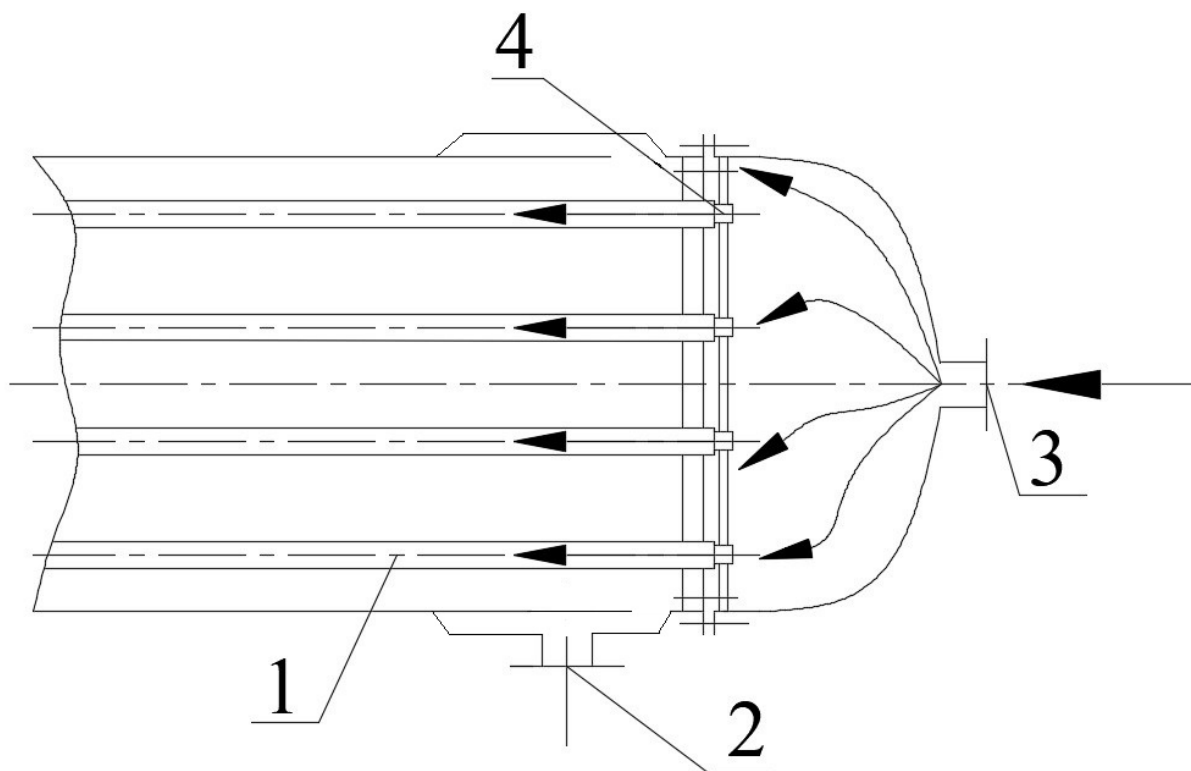


Рис. 2.5 Розподілення в теплообміннику

1 – трубний пучок; 2 – вхід підігріваємого газу (пару); 3 – вхід газу (пару) для теплообміну; 4 – патрубок з дифузорами.

Розглянемо рис. 2.5, конструкція нового теплообмінника з розподільниками, які сприяють рівномірному розподіленню потоку. Між патрубками утворюється завіхрення, і потік рівномірно розподіляється, за рахунок рівномірного розподілення, функція теплообміну протікає більш якісно.

Відповідно до теорії теплообміну коефіцієнт теплообміну K , характеризує інтенсивність теплопередачі і входить в основне рівняння теплопередачі (2.1)

$$(2.1)$$

розраховується за рівнянням (2.2)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \Sigma r_{\text{загр.}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.2)$$

Де

K – коефіцієнт теплопередачі по трубам.

K' – коефіцієнт теплопередачі по трубам, з встановленими патрубками які містять дифузори.

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі для міжтрубного простору.

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі для трубного простору.

α_1' – коефіцієнт тепловіддачі для трубного простору, з встановленими патрубками які містять дифузори.

δ – товщина стінки трубки.

λ – коефіцієнт теплопровідності.

З рівняння (2.2) випливає, що коефіцієнт теплопередачі K , завжди менше меншого коефіцієнта тепловіддачі α_1 . У нашому випадку нерівномірний розподіл потоку сприятиме зменшенню α_2 .

При рівномірному розподілі потоку в трубному просторі коефіцієнт тепловіддачі α_1' істотно зросте. Тоді відповідно збільшиться коефіцієнт теплопередачі K' , де буде спостерігатися рівномірний розподіл потоків.

$$K' > K$$

Тоді

$$Q' > Q$$

Як висновок можна сказати, що новий розподільник покращує продуктивність теплообміну, та надає приросту коефіцієнту теплопередачі по трубкам.

3. ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЕНТУ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ КОРОТКОГО ДИФУЗОРА

3.1 Схема експериментальної установки

Для експериментального дослідження коефіцієнту гідравлічного опору розроблена експериментальна установка, схема якої представлена на рис. 3.1.

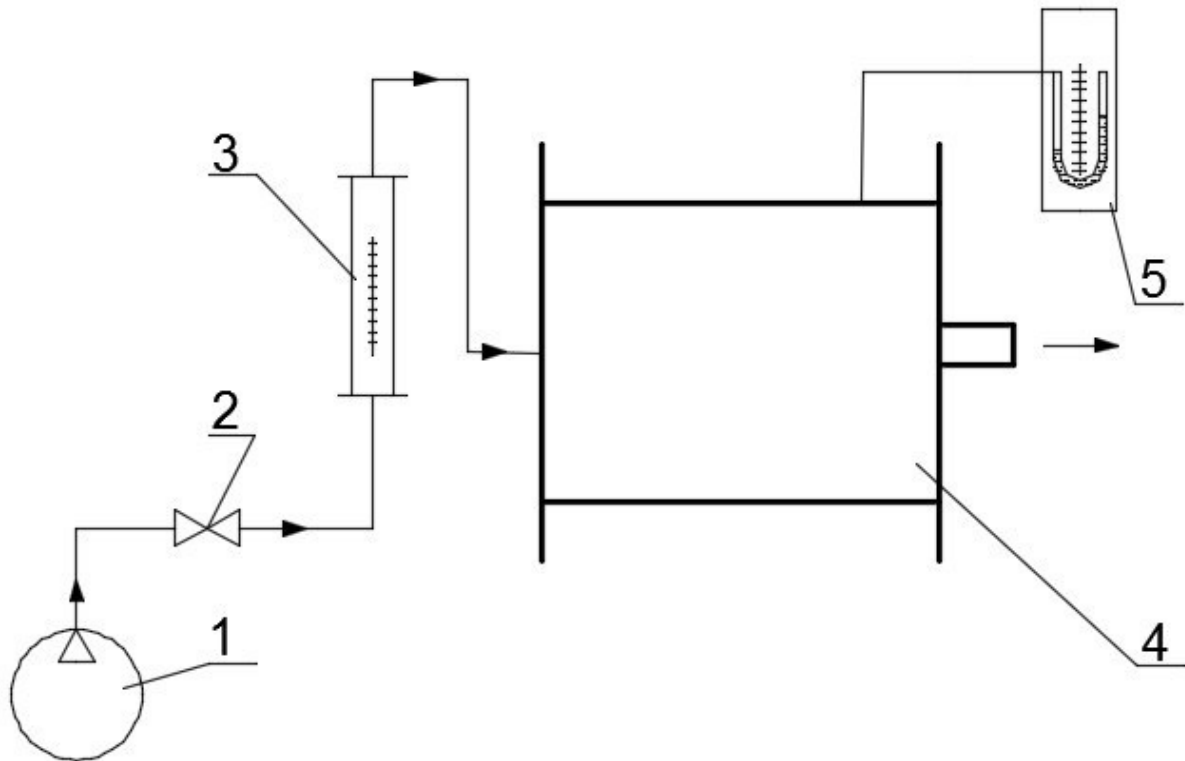


Рис.3.1 – Схема експериментальної установки

1 – компресор; 2 – запірна арматура; 3 – ротаметр; 4 – експериментальний блок; 5 – диференціальний манометр.

Робочим середовищем експериментальної установки було повітря, подача якого здійснювалась за допомогою компресора 1. За допомогою запірної арматури 2, регулювали подачу повітря та фіксували показання на ротаметрі 3. Повітря у потрібній кількості надходить до експериментального блоку 4, який є основним апаратом для виміру коефіцієнту гідравлічного опору. В експериментальний блок вмонтовували трубки з досліджуваними елементами – дифузори та діафрагми. Результати фіксували за допомогою диференційного манометру 5.



Рис.3.2 – Експериментальна установка (компресор не показаний)
Основним апаратом установки був експериментальний блок, схема якого представлена на рис. 3.3.

Експериментальний блок представляв собою ємність, в якій потік повітря завдяки декількох розворотів формує прямий профіль швидкостей та прямував до короткої трубки. Основним об'єктом дослідження була металева

трубка $\varnothing 32 \times 4$ мм довжиною 122 мм з дифуззором різного кута нахилу та $\varnothing 9, 10, 12$ мм (рис 3.4). Гідравлічний опір заміряли диференційним манометром.

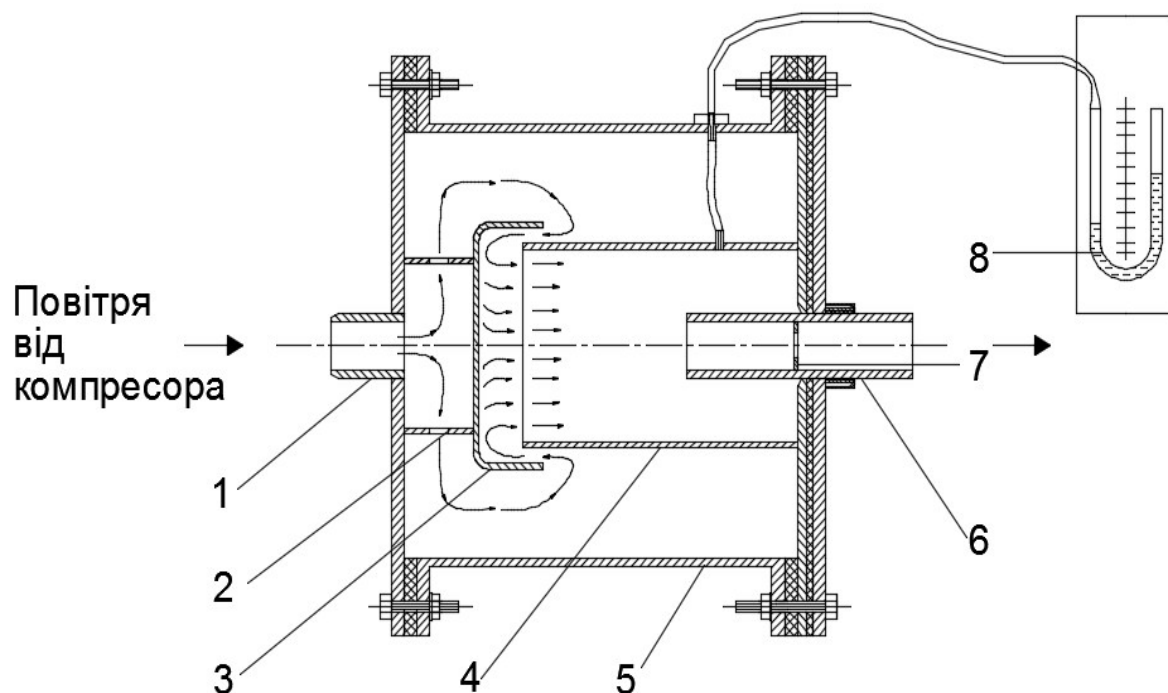


Рис. 3.3 – Експериментальний блок для визначення коефіцієнту гідравлічного опору:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – перфорована обичайка; 3 – кришка; 4 - стакан;
 5 – корпус апарата; 6 - металева трубка; 7 – діафрагма або дифузор;
 8 - диференційний манометр.



Рис. 3.4 – Елементи дослідження, діафрагми та дифузори $\varnothing 9$ мм .

3.2 Техніка експерименту та метод дослідження

Експериментальна установка збиралася згідно рисунку 3.1 та перевірялася на герметичність. Далі проводились підготовчі роботи. У експериментальний блок вставляли короткий напірний патрубок, а в нього монтували елементи (дифузори, діафрагми), які піддавалися дослідженню, а саме визначили коефіцієнт гідравлічного опору.

Попередньо, досліді підлягали діафрагми та розраховували її коефіцієнт гідравлічного опору за довідником [46]. Задовільне узгодження результатів експериментів та теоретичних розрахунків надавало змогу для подальших експериментів з дифузорами. Фіксували температуру повітря та атмосферного тиску. Експериментальні данні зводили в таблицю.

3.3 Прибори та вимірювальна техніка

Основними пристроями та вимірювальною технікою були: диференційний манометр та поплавковий ротаметр. Розглянемо ці пристрої більш детальніше.

Пристрої з видимим рівнем для заміру тиску, **манометри**, відносяться до рідинних приборів. Рідинні прибори характеризуються простотою конструкції та відносно високою точністю виміру, їх широко застосовують як для лабораторних, так і для технічних вимірів. Рідинні прибори служать для градуїровки та перевірки приборів інших систем, виміру невеликих надлишкових тисків, розрідження, різниці тисків, а також атмосферного тиску.

Диференційний манометр або U – подібний пристрій (рис. 3.5), являє собою скляну трубку 1, вигнуту у вигляді букви U [47]. Трубка укріплена на дошці 2 зі шкалою, розташованої між гілками трубки. Трубка приладу заповнена рідиною (ртуттю, водою, спиртом).

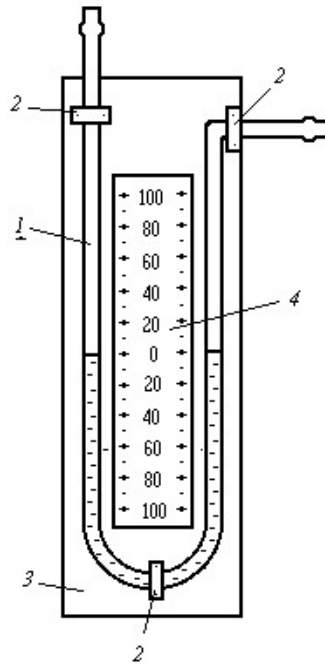


Рис. 3.5 – Двотрубний U – подібний пристрій:

1 - U-подібна скляна трубка; 2 - кріпильні скоби; 3 - підстава; 4 - шкальна пластина.

U-подібна скляна трубка 1 за допомогою скоб 2 кріпиться на металевому або дерев'яному підставі 3. На ньому ж між двома трубками встановлена шкальна пластина 4 з нанесеною лінійною розміткою. Трубка заповнюється робочою рідиною до нульової позначки щодо шкальної пластини. Потовщення на кінцях скляної трубки призначені для більш щільного приєднання гумових шлангів. При вимірюванні надлишкового тиску до одного кінця U-подібної трубки подається середовище вимірюваного тиску. Другий вихід залишається вільним і повідомляється з атмосферою.

Аналогічна ситуація відбувається при вимірюванні вакуумметричного тиску. Симетричність лінійної розмітки на шкальній пластині забезпечує застосовність приладу для вимірювання надлишкового та (або) вакуумметричного тиску. При вимірюванні диференціального (різницевого) тиску «плюсовий» і «мінусовий» канали приєднуються до кінців скляної U-подібної трубки 1.

Через симетричності лінійної розмітки практично відсутні відмінності відповідно подведеного тиску на кінцях трубки. [47]. При проведенні експерименту використовували поплавковий ротаметр зі скляною конусною трубкою (рис. 3.6).

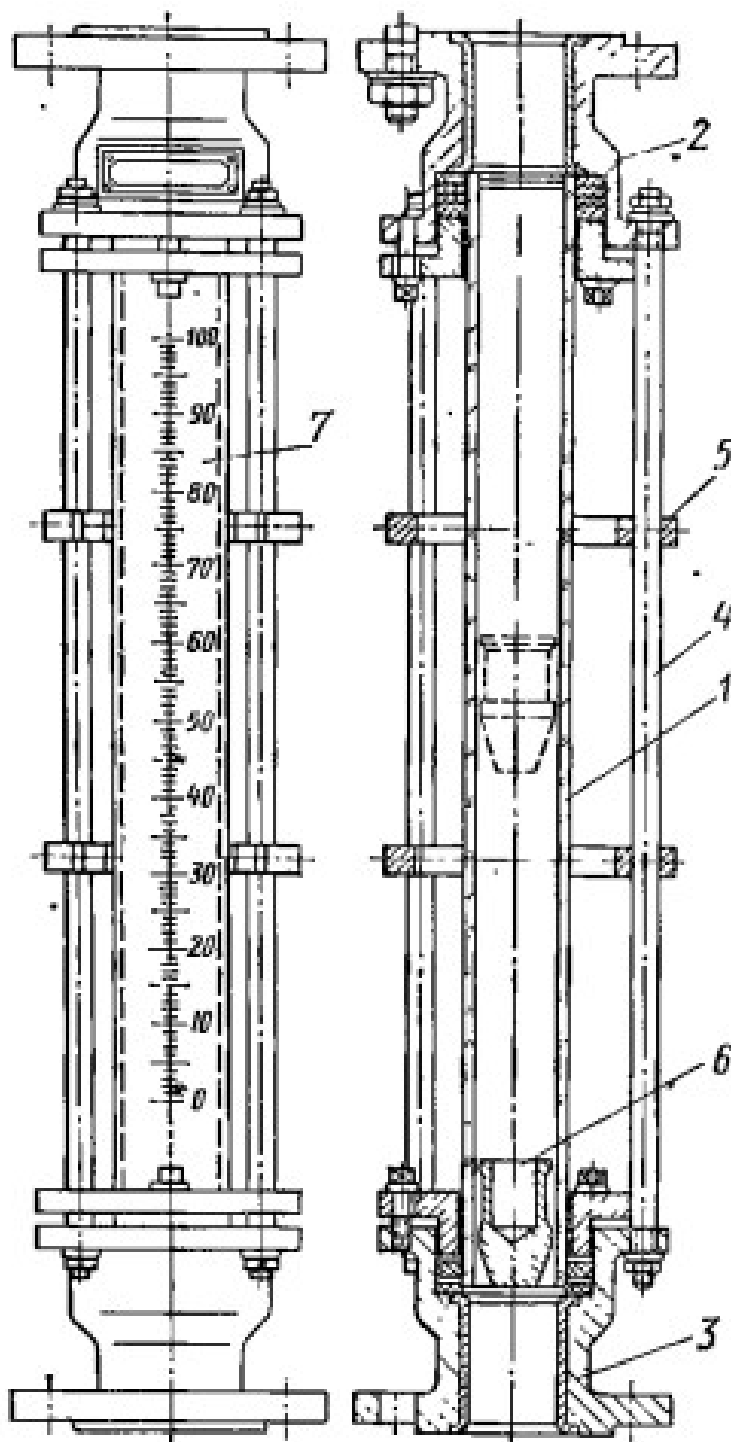


Рис. 3.6 – Ротаметр зі скляною конусною трубкою:

1 – скляна конічна трубка; 2,3 – металеві голівки; 4 – тяги; 5 – поперечини;
6 – поплавок; 7 – шкала.

Ротаметр зі скляною трубкою складається з конічної трубки 1, закріпленої в двох металевих голівках 2 і 3, забезпечених сальниками і фланцями для монтажу у вертикальному трубопроводі. Головки з'єднані декількома тягами 4, що утворюють разом з поперечиною 5 захисну решітку навколо скляної трубки. Всередині трубки 1 вільно переміщається поплавць 6, що має форму дзиги. У нижній голівці є сідло, на яке опускається поплавець при припиненні потоку. Верхня голівка забезпечена обмежувачем ходу поплавця. Сідло і обмежувач ходу не дозволяють поплавця вийти за межі скляної трубки. Шкала 7 приладу нанесена на поверхню скляної трубки, відлік ведуть по верхній горизонтальній площині поплавка.

У верхній частині поплавця іноді роблять косі прорізи, завдяки чому поплавок обертається навколо вертикальної осі. При обертанні поплавок центрується всередині трубки, не стикаючись зі стінками, його чутливість підвищується. За обертанням поплавка можна визначити стан приладу (відсутність тертя і засмічення).

Ротаметри зі скляною трубкою виготовляють на тиск рідини або газу не більше 0,58 МПа.

У техніці експерименту використовували ротаметр типу РС – 7. За результатами його градування представлений калібрований графік (рис. 3.6). За допомогою програми Excel по градуваним даним за допомогою лінійної апроксимації отримана залежність:

$$(3.1)$$

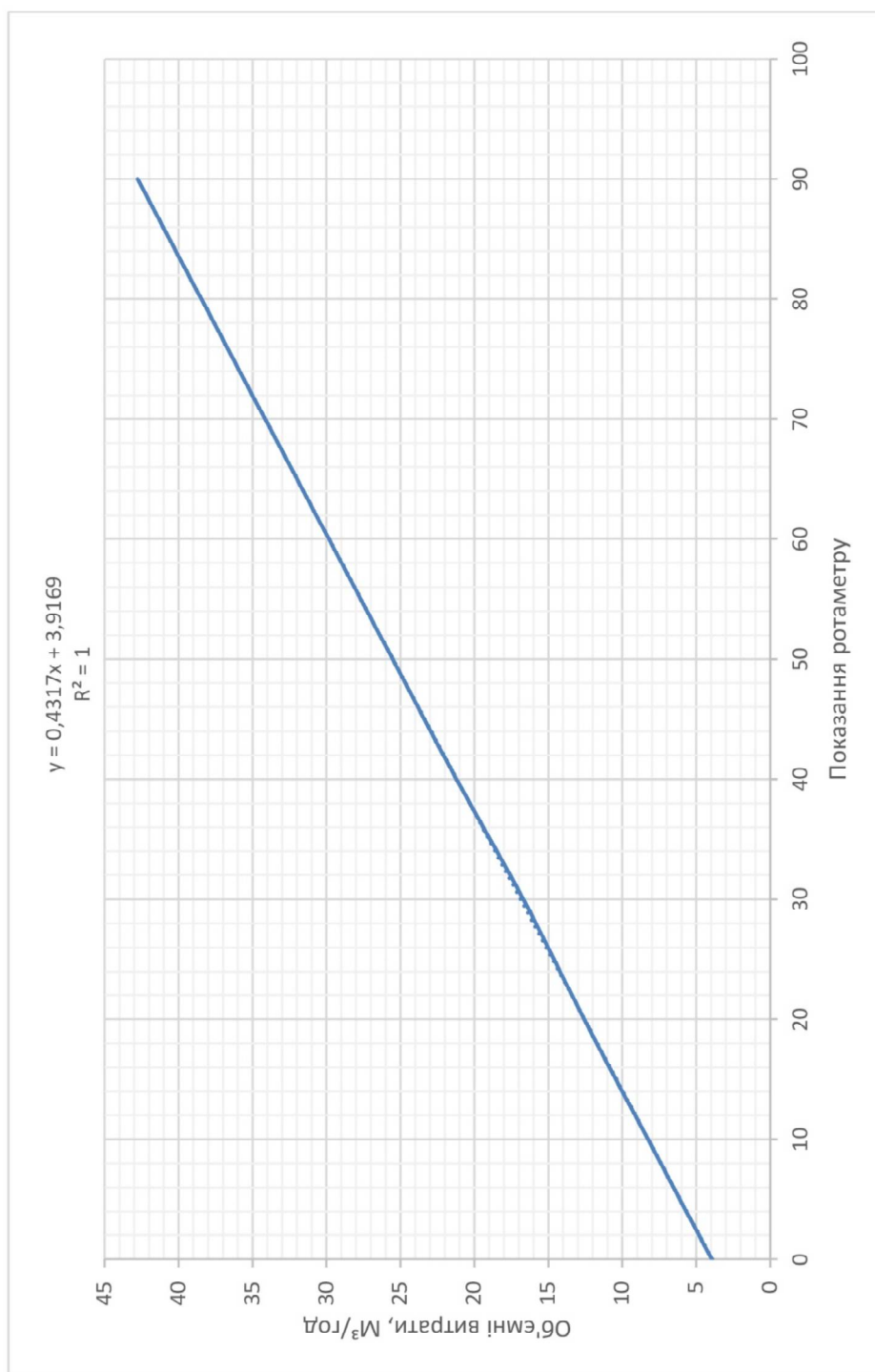
де N – число ділень;

$V_{гр}$ – об'ємні витрати повітря, м³/год.

Після розрахунку об'ємних витрат повітря за показаннями числа ділень ротаметру, ввели поправку, на виміри температури повітря та атмосферного тиску:

$$(3.2)$$

де ρ – густина повітря за робочих умовах, кг/м³.



0 3,95
10 8,27
20 12,58
30 16,69
40 21,21
50 25,52
60 29,83
70 34,15
80 38,46
90 42,77

Рис. 3.7 – Градування характеристика ротаметру

3.4 Експериментальне визначення коефіцієнту гідравлічного тертя порожнистого патрубку

Усю різноманітність трубопроводів умовно поділяють на короткі та довгі, які, в свою чергу, підрозділяють на прості та складні. У короткому напірному трубопроводі місцеві втрати напору сумірні з втратами напору за довжиною. До них відносять насадки, бензо- та маслопроводи, усмоктуючі трубопроводи насосних станцій, сифони та інше. Довгі напірні трубопроводи мають місцеві втрати напору незначні, які не перевищують 5-10 % від втрат напору за довжиною. До них відносять, наприклад, магістральні водопроводи. При розрахунку довгих трубопроводів знаходять втрати напору за довжиною, а потім збільшують їх на 5-10% [45]. В роботі проводили дослідження коефіцієнту гідравлічного опору короткої трубки, що була вбудована в стінку. Вся вказана конструкція містилась в експериментальному блоці (див. рис. 3.3). Основним об'єктом дослідження була металева трубка $\text{Ø} 32 \times 4$ мм довжиною 122 мм, яка встановлена в експериментальній блоці. Основні розміри встановлення трубки в блок представлені на рис. 3.8.

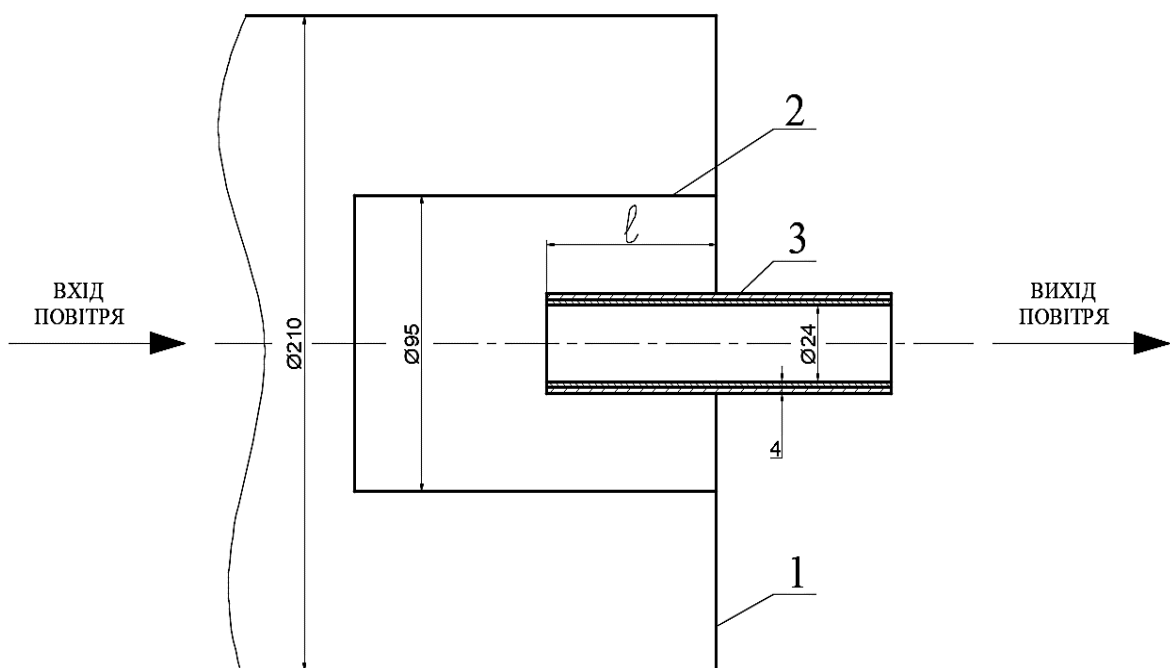


Рис. 3.8 – Схема розрізу експериментального блоку, основні геометричні розміри: 1 – корпус; 2 – стакан; 3 – дослідна трубка.

Ціль експерименту складалася з визначення гідравлічного тертя полої трубки, при її повздовжньому переміщені у напрямку руху повітря. Положення трубки фіксували довжиною l . Перед експериментом фіксували визначене положення трубки.

Дата проведення експерименту: 22.05.17

$P_{\text{роб.}} = 0,996 \cdot 10^5$ Па – атмосферний тиск;

$t_{\text{роб.}} = 16$ °С – робоча температура повітря;

$P_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па – тиск при нормальних умовах;

$T_0 = 273$ К – абсолютна температура при нормальних умовах;

$\rho_{\text{роб.}} = 1,2024$ кг/м³ – густина повітря при робочих умовах;

$D_1 = D_2 = 0,024$ м – внутрішній діаметр короткої трубки;

$C=111$ – коефіцієнт Сатерленда;

$\zeta_{\text{вх.}}=0,5$ – коефіцієнт гідравлічного опору потоку повітря на вході в трубку;

$\zeta_{\text{вих.}}=1,0$ – коефіцієнт гідравлічного опору потоку повітря на виході з трубки;

l – довжина патрубка закріпленого в стінці апарату. (довжина вне впливає на коефіцієнт тертя λ^e .)

$L = 0,122$ м – довжина патрубка.

Результати первинних вимірів приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1_Експериментальні дані

Число поділок	$l = 0,03\text{м}$	$l = 0,06\text{м}$	$l = 0,09\text{м}$
	$\Delta P, \text{Па}$	$\Delta P, \text{Па}$	$\Delta P, \text{Па}$
10	20	25	20
20	50	55	50
30	90	95	90
40	160	155	165
50	250	250	240

60	360	360	345
----	-----	-----	-----

Первинні результати обробили за допомогою програми MathCAD, у порядку, який представлений нижче:

1. Густина повітря при нормальних умовах:

$$\rho_n, \text{ кг/м}^3. \quad (3.3)$$

2. Густина повітря при робочих умовах:

$$\rho, \text{ кг/м}^3. \quad (3.4)$$

3. Об'ємні витрати повітря згідно рівнянню градування ротаметру:

$$V, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.5)$$

4. Об'ємні витрати повітря при робочих умовах:

$$V_1, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.6)$$

5. Площа поперечного перерізу трубки:

$$S_1 = \frac{(\pi \cdot D_1^2)}{4}, \text{ м}^2. \quad (3.7)$$

6. Швидкість потоку повітря в короткій трубці:

$$W_1 = \frac{V}{S_1}, \text{ м/с}. \quad (3.8)$$

7. Коефіцієнт динамічної в'язкості повітря при робочих умовах:

$$\mu = \left[\mu_0 \cdot \frac{(273 + C)}{(T + C)} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \cdot 10^{-6}, \text{ Па} \cdot \text{ с}. \quad (3.9)$$

8. Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря:

$$\nu, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (3.10)$$

9. Число Рейнольдса для порожнистої трубки:

$$Re_1 = \frac{(W_1 \cdot D_1)}{\nu}. \quad (3.11)$$

10. Для оцінки результатів розрахунку коефіцієнту гідравлічного опору порожнистої трубки проведено узгодження з рівнянням:

$$\zeta^P = \zeta_{\text{вх.}} + \zeta_{\text{тр.}} + \zeta_{\text{вих.}} \quad (3.12)$$

де $\zeta_{\text{вх.}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору на вході в порожнисту трубку;
 $\zeta_{\text{тр.}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору, який обумовлений опором тертя в трубі;

$\zeta_{\text{вих.}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору на виході потоку з трубки.

11.3 умови проведення експерименту витікає, що при відношенні

$$\frac{l}{D_1} = 1,25 \div 3,75 \quad \text{та } \zeta_{\text{вх.}} = 0,5, \text{ а } \zeta_{\text{вих.}} = 1,0 \text{ [46], розрахунок } \zeta^e \text{ вели за}$$

рівнянням:

$$\zeta^e = \zeta_{\text{вх.}} + \lambda^P \cdot \frac{l}{D_1} + \zeta_{\text{вих.}} \quad (3.13)$$

12. Розрахунковий коефіцієнт гідравлічного опору знаходили з рівняння:

$$\zeta_{\text{тр.}} = \lambda^P \cdot \frac{l}{D_1} \quad (3.14)$$

13. Відносна похибка розрахунку коефіцієнту гідравлічного опору:

$$\delta = \frac{\zeta^e - \zeta^P}{\zeta^e} \cdot 100\% \quad (3.15)$$

Результати зведені у табл. 3.2.

Табл. 3.2_Обраховані експериментальні дані

Чис. под.	l/D ₁	Експериментальні дані			Розрахункові дані					δ, %
		Re ₁	W ₁	ζ ^e	ζ _{вх.}	λ ^P	ζ _{тр.}	ζ _{вих.}	ζ ^P	
10	1,25	8152	5,0570	1,30	0,50	0,0333	0,17	1,0	1,67	-28,5
20		12426	7,7084	1,40		0,0300	0,15		1,65	-17,9
30		16701	10,3597	1,40		0,0278	0,14		1,64	-17,1
40		20975	13,0111	1,57		0,0263	0,13		1,63	-3,8
50		25249	15,6624	1,70		0,0251	0,13		1,63	4,1
60		29523	18,3138	1,79		0,0241	0,12		1,62	9,5
10	2,50	8152	5,0570	1,63	0,50	0,0333	0,17	1,0	1,67	-2,5
20		12426	7,7084	1,54		0,0300	0,15		1,65	-7,1
30		16701	10,3597	1,47		0,0278	0,14		1,64	-11,6
40		20975	13,0111	1,52		0,0263	0,13		1,63	-7,2
50		25249	15,6624	1,70		0,0251	0,13		1,63	4,1
60		29523	18,3138	1,79		0,0241	0,12		1,62	9,5

10	3,75	8152	5,0570	1,30	0,50	0,0333	0,17	1,0	1,67	-28,5
20		12426	7,7084	1,40		0,0300	0,15		1,65	-17,9
30		16701	10,3597	1,40		0,0278	0,14		1,64	-17,1
40		20975	13,0111	1,62		0,0263	0,13		1,63	-0,6
50		25249	15,6624	1,63		0,0251	0,13		1,63	0
60		29523	18,3138	1,71		0,0241	0,12		1,62	5,3

Аналіз даних у табл. 3.2 показав, що відносна похибка розрахункового та експериментального коефіцієнтів опору порожнистої трубки не перевищує 18 %.

В наступних експериментах для розрахунку коефіцієнту тертя буде застосована теоретична формула Блазиуса для гладких труб.

Слідуює також відмітити незалежність положення трубки за довжиною осьового переміщення вмонтованої в стінку. Було прийнято рішення, що подальші досліді будуть проводитись при незмінному положенні трубки

$l = 0,06$ м. В результаті цього проведені додаткові досліді при $l = 0,06$ м.

Первинні результати зведені у табл. 3.3.

Табл. 3.3_ Експериментальні дані

Порожнистий патрубок	
Число поділок	ΔP , Па
15	39
20	59
25	78
30	98
35	118
40	137
45	186
50	245

Оброблені результати по вище викладеному алгоритму приведені в табл. 3.4

Табл. 3.4_Обраховані експериментальні данні ($l = 0,06$ м).

Число поділок	l/D_1	Експериментальні дані			Розрахункові дані					$\delta, \%$
		Re_1	W_1	ζ^e	$\zeta_{вх.}$	λ^p	$\zeta_{тр.}$	$\zeta_{вих}$	ζ^p	
15	2,5	10364	6,3541	1,59	0,50	0,0314	0,16	1,0	1,66	-4,40
20		12517	7,6738	1,65		0,0299	0,15		1,65	0
25		14669	8,9935	1,59		0,0287	0,15		1,65	-3,77
30		16822	10,3133	1,52		0,0278	0,14		1,64	-7,89
35		18974	11,6330	1,44		0,0269	0,14		1,64	-13,89
40		21127	12,9527	1,35		0,0262	0,13		1,63	-20,74
45		23279	14,2724	1,51		0,0256	0,13		1,63	-7,95
50		25432	15,5922	1,66		0,0251	0,13		1,63	+1,81

3.5 Експериментальне дослідження коефіцієнту гідравлічного опору діафрагми діаметром 9 мм.

В даній роботі проводили дослідження гідравлічного опору діафрагми, що містилась у короткій трубці, яка, в свою чергу, була вбудована в стінку нової дослідної установки. Дослідна установка представляла собою ємність, в якій потік повітря завдяки декількох розворотів формував прямий профіль швидкостей та прямував до короткої трубки. Основним об'єктом дослідження була металева трубка $\varnothing 32 \times 4$ мм довжиною 122 мм з діафрагмою діаметром 9 мм [45].

Течія потоку через одиночний отвір діафрагми складається з двох фрагментів. Спочатку струмінь раптово звужується, а потім різко розширюється. В першій частині фрагменту течії втрати проявляються головним чином при розширенні струменю, яка зжата після входу з широкого каналу у вузький (рис. 3.9).

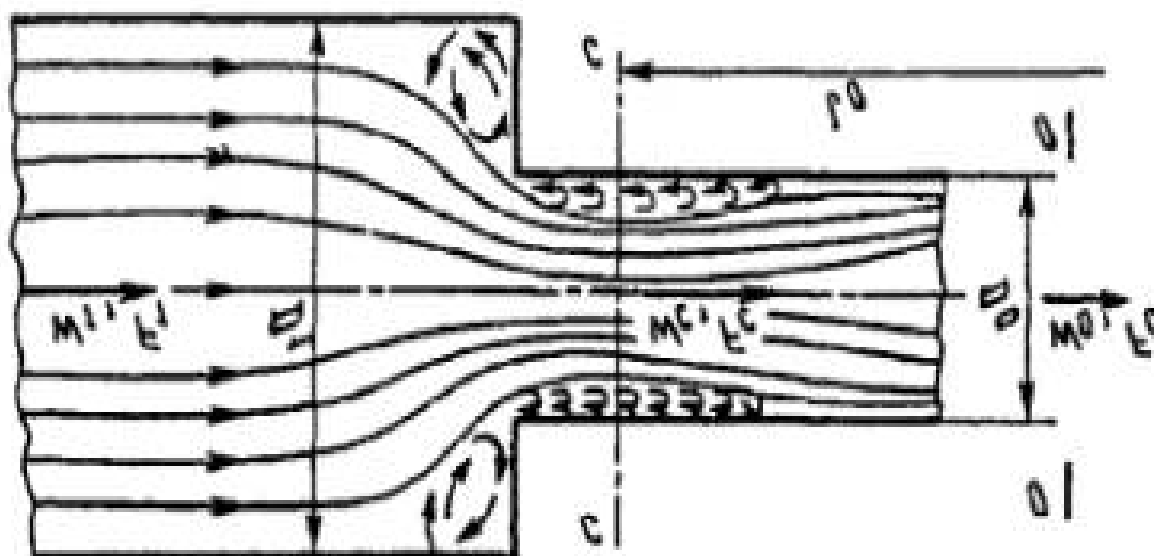


Рис. 3.9 – Раптове звуження потоку

При раптовому розширенні після виходу з діафрагми утворюється струмінь, віддалений від решти середовища поверхнею розділу, котра розпадається та згортається в потужні вихори, далі по довжині трубки протікає поступове розсмоктування вихорів та повне розтікання потоку по перерізу. Втрати на удар при раптовому розширенні пов'язані з вказаним утворенням вихорів на ділянці l_2 (рис. 3.10).

Провівши ряд експериментів отримані данні представили в табл.3.5.

Діафрагма розташована по середині як показано на рис. 3.11.

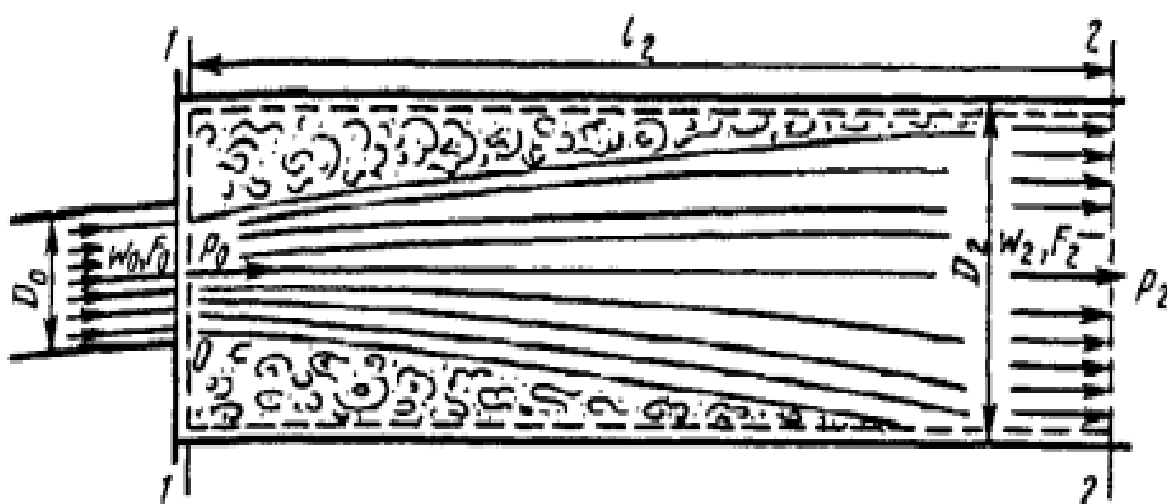


Рис. 3.10 – Раптове розширення потоку

Табл. 3.5_Експериментальні дані для діафрагми, поз. 1.1

Діафрагма, поз. 1.1	
Число поділок	ΔP , Па
15	2129
20	3404
25	4532
30	6092
35	8015
40	10114
45	12655

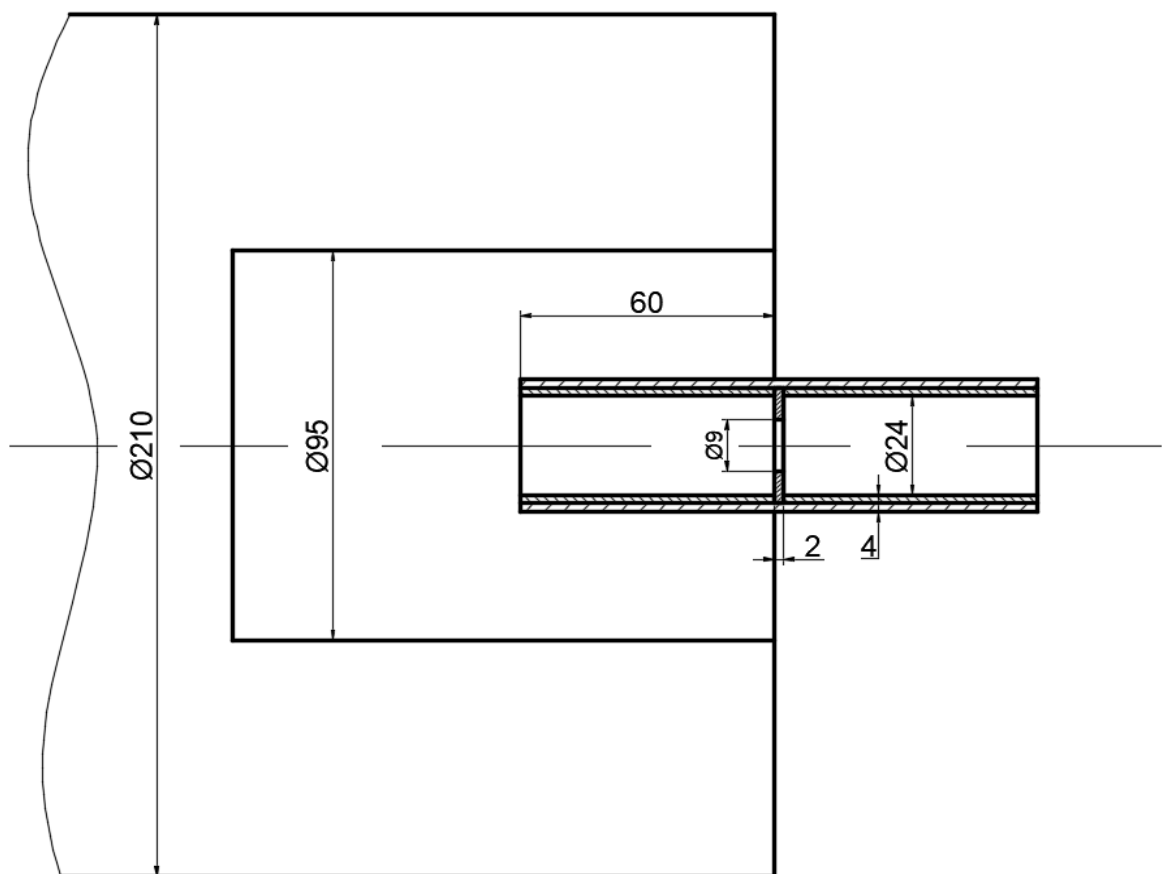


Рис. 3.11 – Схема установки короткого напірного патрубку та діафрагми в апараті

Дата проведення експерименту: 18.10.2017 для діафрагми $\varnothing 9$ мм

$P_{\text{роб.}} = 1,009 \cdot 10^5$ Па – атмосферний тиск;

$t_{\text{роб.}} = 14$ °С – робоча температура повітря;

$P_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па – тиск при нормальних умовах;

$T_0 = 273$ К – абсолютна температура при нормальних умовах;

$\rho_{\text{роб.}} = 1,2266$ кг/м³ – густина при робочих умовах;

$D_1 = D_2 = 0,024$ м – внутрішній діаметр короткої трубки;

$F_1 = F_2 = 5,76 \cdot 10^{-4}$ м² – площа поперечного перетину трубки;

$\lambda = \lambda_0 = 0,02$ – коефіцієнт гідравлічного тертя отвору діафрагми;

$L = 0,122$ м – довжина трубки;

$l_0 = 0,002$ м – товщина діафрагми;

$D_0 = 0,009$ м – внутрішній діаметр діафрагми;

$\frac{l_0}{D_0} = 0,2222$ – відношення товщини до внутрішнього діаметра діафрагми.

Данні експериментів обрахували за допомогою програми MathCAD за алгоритмом:

1. Густина повітря при нормальних умовах:

$$, \text{ кг/м}^3. \quad (3.16)$$

2. Густина повітря при робочих умовах:

$$, \text{ кг/м}^3. \quad (3.17)$$

3. Об'ємні витрати повітря згідно рівнянню градування ротаметру:

$$, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.18)$$

4. Об'ємні витрати повітря при робочих умовах:

$$, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.19)$$

5. Площа поперечного перерізу трубки:

$$S_0 = \frac{(\pi \cdot D_0^2)}{4}, \text{ м}^2 \quad (3.20)$$

6. Швидкість потоку повітря в короткій трубці:

$$W_0 = \frac{V}{S_0}, \text{ м/с.} \quad (3.21)$$

7. Коефіцієнт динамічної в'язкості повітря при робочих умовах:

$$\mu = \left[\mu_0 \cdot \frac{(273 + C)}{(T + C)} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \cdot 10^{-6}, \text{ Па} \cdot \text{ с.} \quad (3.22)$$

8. Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря:

$$, \text{ м}^2/\text{с.} \quad (3.23)$$

9. Розрахунковий коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_0^{0,25}}. \quad (3.24)$$

10. Число Рейнольдса для порожнистої трубки:

$$Re_0 = \frac{(W_0 \cdot D_0)}{\nu}. \quad (3.25)$$

11. Експериментальний коефіцієнт опору:

$$. \quad (3.26)$$

12. Розрахунковий коефіцієнт опору тертя:

$$\zeta^P = \left(\zeta_{\text{вх.}} + \lambda \frac{l_0}{D_0} + \zeta_{\text{вих.}} \right) \cdot \frac{\rho_{\text{р.у.}} \cdot W_1^2}{2}. \quad (3.27)$$

13. Відносна похибка розрахунку коефіцієнту гідравлічного опору:

$$\delta = \frac{\zeta^e - \zeta^P}{\zeta^e} \cdot 100\% \quad (3.28)$$

14. Розрахунковий коефіцієнт гідравлічного опору діафрагми визначили за рівнянням[53]:

$$\xi_1 = \frac{\Delta P}{\frac{\rho W_1^2}{2}} = \left[0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^0,75 + \tau \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^1,375 + \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^2 + \lambda \frac{l}{D} \right] \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \quad (3.29)$$

де ΔP – гідравлічний опір діафрагми, Па; ρ – густина середи, кг/м³; W_1 – швидкість середи у вхідній ділянці труби, м/с; F_0 – площа отвору діафрагми, м²; F_1 – площа вхідної ділянки труби, м²; F_2 – площа вихідної ділянки труби, м²; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя отвору діафрагми; l_0 – товщина діафрагми, м; D_0 – діаметр отвору діафрагми, м.

15. Коефіцієнт τ розраховували за рівнянням

$$\tau = (2,4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}, \quad (3.30)$$

де $\bar{l} = \frac{l_0}{D_0}$,

16. функцію $\varphi(\bar{l})$ знаходили з формули

$$\varphi(\bar{l}) = 0,25 + 0,535 \cdot \frac{\bar{l}^{-8}}{0,05 + \bar{l}^{-7}}. \quad (3.31)$$

17. Для оцінки режиму течії знаходили число Рейнольдса

$$(3.32)$$

де W_0 – швидкість середи в отворі діафрагми, м/с; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості середи, Па·с.

Отримані результати представлені у табл.3.5.

Табл. 3.6_Обраховані експериментальні данні

Чис. под.	Діафрагма, поз. 1.1						
	W_1 , м/с	Re_1	W_0 , м/с	Re_0	ζ^e	ζ^p	δ , %
15	6,3541	10364	43,4772	27578	84,070	103,1882	22,741
20	7,6738	12517	52,4772	33305	92,343		11,744
25	8,9935	14669	61,5375	39033	89,451		15,357
30	10,3133	16822	70,5676	44761	91,478		12,801

35	11,6330	18974	79,5977	50489	94,661		9,008
40	12,9527	21127	88,6279	56217	96,385		7,058
45	14,2724	23279	97,6580	61944	99,387		3,825
50	15,5922	25432	106,6881	–	–		–

Встановлено, що дослідний коефіцієнт гідравлічного опору діафрагми, яка містилась у короткій напірній трубці склав для 9 мм – 103,2, що задовільно узгоджується з довідником[46], при цьому відносна похибка δ не перевищує для 9 мм – 23%.

3.6 Експериментальне визначення коефіцієнту гідравлічного опору короткого дифузора діаметром 9 мм.

В даній роботі проводили дослідження гідравлічного опору дифузора, що містився у короткій трубці, яка, в свою чергу, була вбудована в стінку нової дослідної установки. Основним об'єктом дослідження була металева трубка $\varnothing 32 \times 4$ мм довжиною 122 мм з дифузоровим діаметром 9 мм. Гідравлічний опір заміряли диференційним манометром. Повітря на установку подавали компресором.

Течія потоку через одиночний отвір дифузора складається з двох фрагментів. Спочатку струмінь раптово звужується, а потім різко розширюється. В першій частині фрагменту течії втрати проявляються головним чином при розширенні струменю, яка зжата після входу з широкого каналу у вузький. У другій частині фрагменту течії при раптовому розширенні виникають так звані втрати на удар.

При раптовому розширенні перетину утворюється струмінь, який відділяється від решти середі поверхні розділу, що розпадається та згортається у потужні вихори.

Втрати на удар при раптовому розширенні зв'язані з вихроутворенням на даній ділянці. Таким чином, дві частини фрагментів течії струменів фізично накладаються один на одного.

Коефіцієнт місцевого опору у випадку рівномірного розподілу швидкостей по перетину вузького каналу та турбулентній течії потоку головним чином залежить від відношення площин вузького та широкого перетинів [45].

Провівши ряд експериментів отримані данні представили в табл.3.7.

Табл. 3.7_Експериментальні дані

Число поділок	Дифузор, поз. 1.4	Дифузор, поз. 1.3	Дифузор, поз. 1.2
	ΔP	ΔP	ΔP
15	2659	2570	2619
20	3993	3836	3875
25	5552	5464	5680
30	7583	7328	7740
35	10045	9682	10222
40	13342	12429	12959
45	-	-	-

Дифузор розташовується по середині як показано на рис. 3.12.

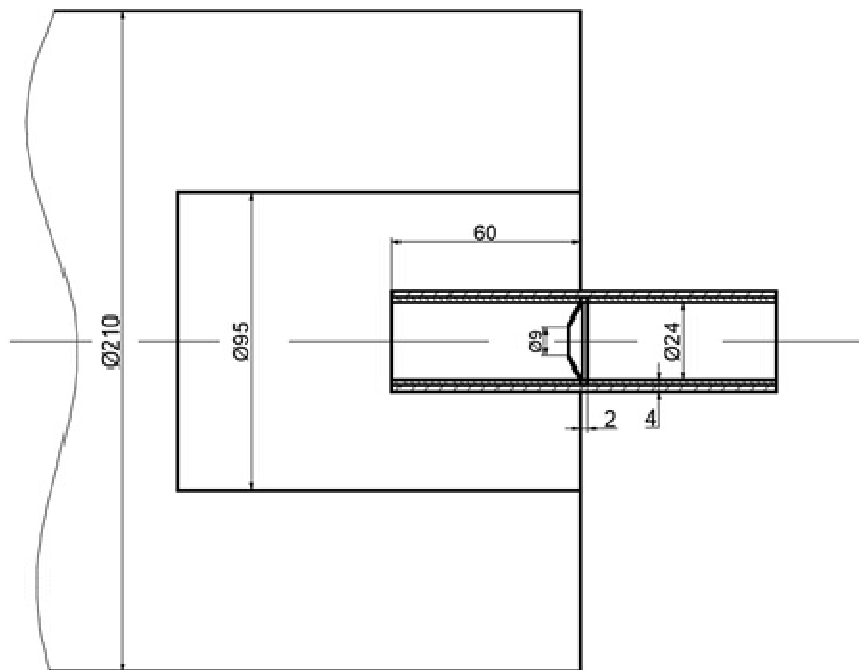


Рис. 3.12 – Схема установки короткого напірного патрубку та дифузора в апараті

Дата проведення експерименту: 18.10.2017 для діафрагми Ø 9 мм

$P_{\text{роб.}} = 1,009 \cdot 10^5$ Па – атмосферний тиск;

$t_{\text{роб.}} = 14$ °С – робоча температура повітря;

$P_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па – тиск при нормальних умовах;

$T_0 = 273 \text{ K}$ – абсолютна температура при нормальних умовах;

$\rho_{\text{роб}} = 1,2266 \text{ кг/м}^3$ – густина при робочих умовах;

$D_1 = D_2 = 0,024 \text{ м}$ – внутрішній діаметр короткої трубки;

$L = 0,122 \text{ м}$ – довжина трубки;

$L_0 = 0,002 \text{ м}$ – товщина діафрагми;

$D_0 = 0,009 \text{ м}$ – внутрішній діаметр діафрагми.

Данні експериментів обрахували програмою MathCAD за алгоритмом:

1. Густина повітря при нормальних умовах:

$$\rho_0, \text{ кг/м}^3. \quad (3.33)$$

2. Густина повітря при робочих умовах:

$$\rho, \text{ кг/м}^3. \quad (3.34)$$

3. Об'ємні витрати повітря згідно рівнянню градування ротаметру:

$$V, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.35)$$

4. Об'ємні витрати повітря при робочих умовах:

$$V_0, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.36)$$

5. Площа поперечного перерізу трубки:

$$S_0 = \frac{(\pi \cdot D_0^2)}{4}, \text{ м}^2 \quad (3.37)$$

6. Швидкість потоку повітря в короткій трубці:

$$W_0 = \frac{V}{S_0}, \text{ м/с}. \quad (3.38)$$

7. Експериментальний коефіцієнт опору:

$$\dots \quad (3.39)$$

Отримані результати, представлені у таблицях 3.8 – 3.10.

Табл. 3.8_Обраховані експериментальні данні

Числ. под.	Для полої трубки		Дифузор, поз. 1.4		
	W_1 , м/с	Re_1	W_0 , м/с	Re_0	ζ^e
15	6,3541	10364	43,9563	22021	59,8750
20	7,6738	12517	53,0859	26595	72,0745
25	8,9935	14669	62,2156	31168	78,9446
30	10,3133	16822	71,3452	35742	83,5597
35	11,6330	18974	80,4748	40316	89,8156
40	12,9527	21127	89,6045	44890	96,0740
45	14,2724	23279	98,7341	49463	105,2454
50	15,5922	25432	-	-	-

Табл. 3.9_Обраховані експериментальні данні

Числ. под.	Для полої трубки		Дифузор, поз. 1.3		
	W_1 , м/с	Re_1	W_0 , м/с	Re_0	ζ^e
15	6,3541	10364	43,9563	22021	56,6846
20	7,6738	12517	53,0859	26595	69,6102
25	8,9935	14669	62,2156	31168	75,7796
30	10,3133	16822	71,3452	35742	82,2107
35	11,6330	18974	80,4748	40316	86,7432
40	12,9527	21127	89,6045	44890	92,5457
45	14,2724	23279	98,7341	49463	97,9373
50	15,5922	25432	-	-	-

Табл. 3.10_Обраховані експериментальні данні

Числ. под.	Для полої трубки		Дифузор, поз. 1.2		
	W_1 , м/с	Re_1	W_0 , м/с	Re_0	ζ^e
15	6,3541	10364	44,6899	22204	60,2385
20	7,6738	12517	53,9719	26816	70,9669
25	8,9935	14669	63,2539	31427	76,5658
30	10,3133	16822	72,5359	36039	85,5219
35	11,6330	18974	81,8179	40651	91,7073
40	12,9527	21127	91,0999	45263	97,7938
45	14,2724	23279	100,3819	49874	102,1796
50	15,5922	25432	-	-	-

Провівши експерименти з дифузорами, визначили експериментальний коефіцієнт опору. Графічна частина обрахованих експериментальних даних представлена у розділі 4.

4. Узагальнення результатів дослідження

Основною гідравлічною характеристикою теплообмінного апарата є його гідравлічний опір. Від величини гідравлічного опору залежить вибір потужності насосу, або компресійної машини, а це впливає на експлуатаційні витрати. Розрахунок перепаду тиску міжтрубного простору не представляє труднощів. Розрахунок перепаду тиску трубного простору можливий при відомому коефіцієнті опору розробленого розподільного пристрою (трубної дошки), до конструкції якого входить короткий дифузор. Промисловість випускає великий сортамент труб, який відрізняється зовнішнім діаметром і товщиною стінки. Для подальшого розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору дифузора представлені графічні залежності його від кута віддзеркалення, вхідного діаметра, довжини дифузора і т.д, представлені на рис. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 та 4.5.

На рис. 4.1 зображено графік гідравлічного тертя порожнистого патрубку від числа Рейнольдса. Пряма лінія відображає середнє значення коефіцієнту тертя.

Графік гідравлічного тертя дифузора $\varnothing 9$ від числа Рейнольдса при постійному куті нахилу, зображено на рис. 4.2. Зі збільшенням числа Рейнольдса коефіцієнт гідравлічного тертя зростає.

Графік залежності експериментального коефіцієнту гідравлічного опору дифузора $\varnothing 9$ від кута віддзеркалення при постійному числі Рейнольдса

в трубці, зображено на рис. 4.3. Кут віддзеркалення майже не впливає на коефіцієнт гідравлічного опору, а тенденція графіка є дугою наближеною до прямої лінії.

Графік залежності експериментального коефіцієнту гідравлічного опору дифузора ζ_9 від довжини дифузора, зображено на рис. 4.4. Довжина

дифузора при відношенні до постійного числа Рейнольдса, утворює дугу наближену до прямої лінії.

Графік залежності експериментального коефіцієнту гідравлічного опору дифузора ζ_9 , від ступеня розширення при постійному куту

віддзеркалення, зображено на рис. 4.5. При збільшенні діаметра дифузоров, коефіцієнт гідравлічного опору має менший діапазон значень, при однаковому числі Рейнольдса.

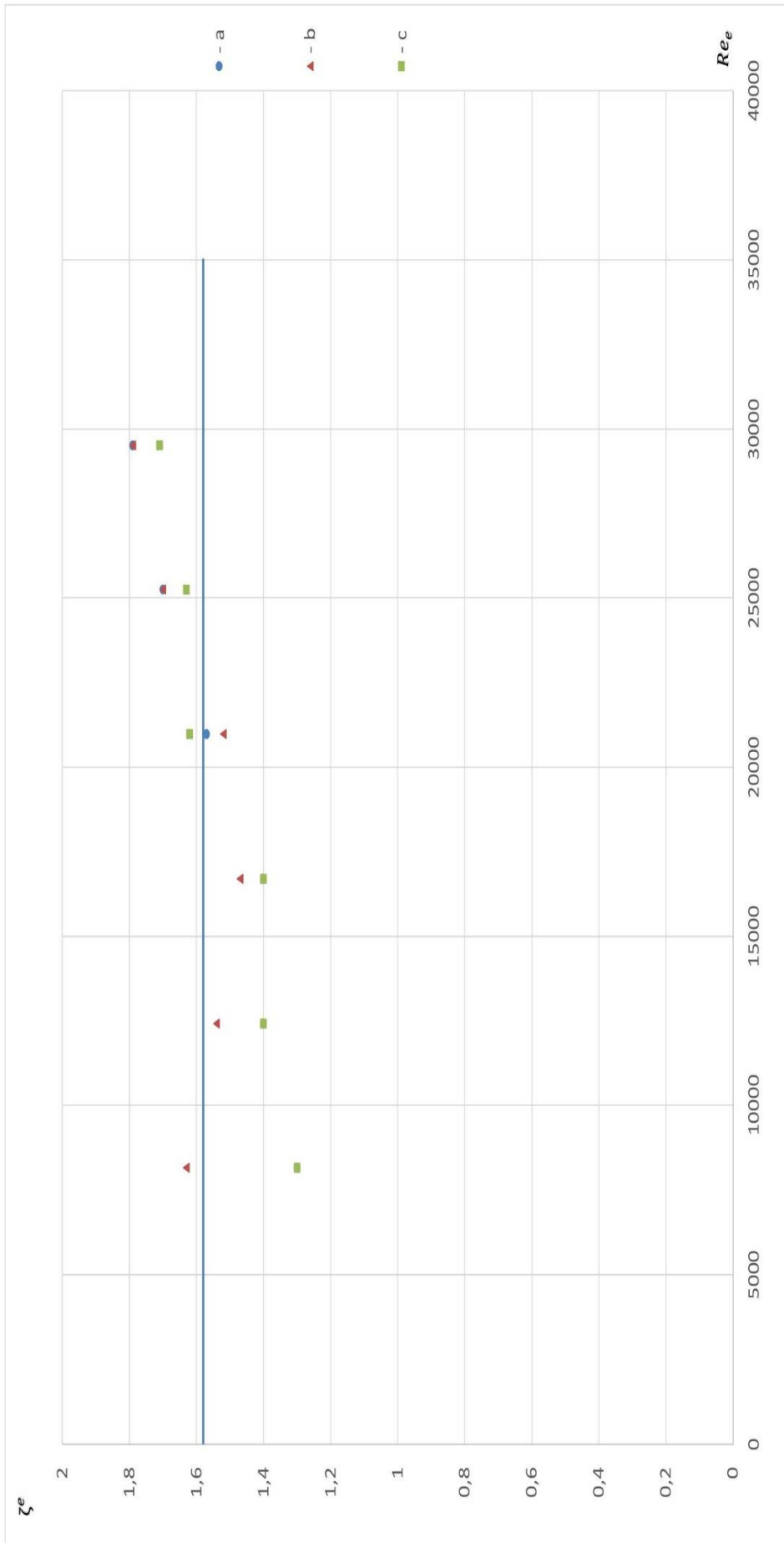


Рис. 4.1 – Коефіцієнт
патр

$$a - \frac{l}{D_1} = 1,25; b - \frac{l}{D_1}$$

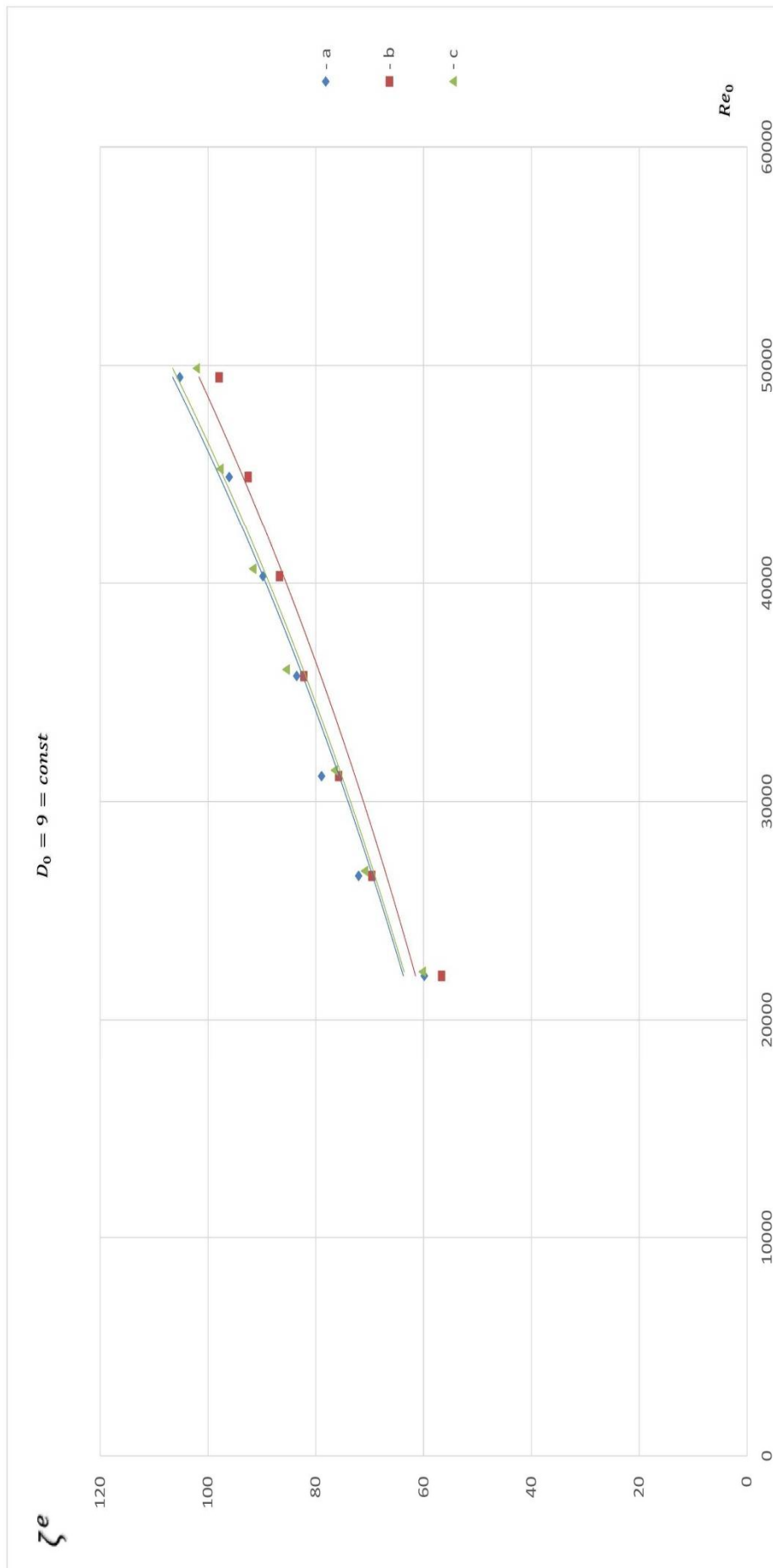


Рис. 4.2 – Залежність ζ_e від Re_0 для дифузора $\emptyset 9$ (поз. 1.2-1) при постійному куту віддзеркалення.

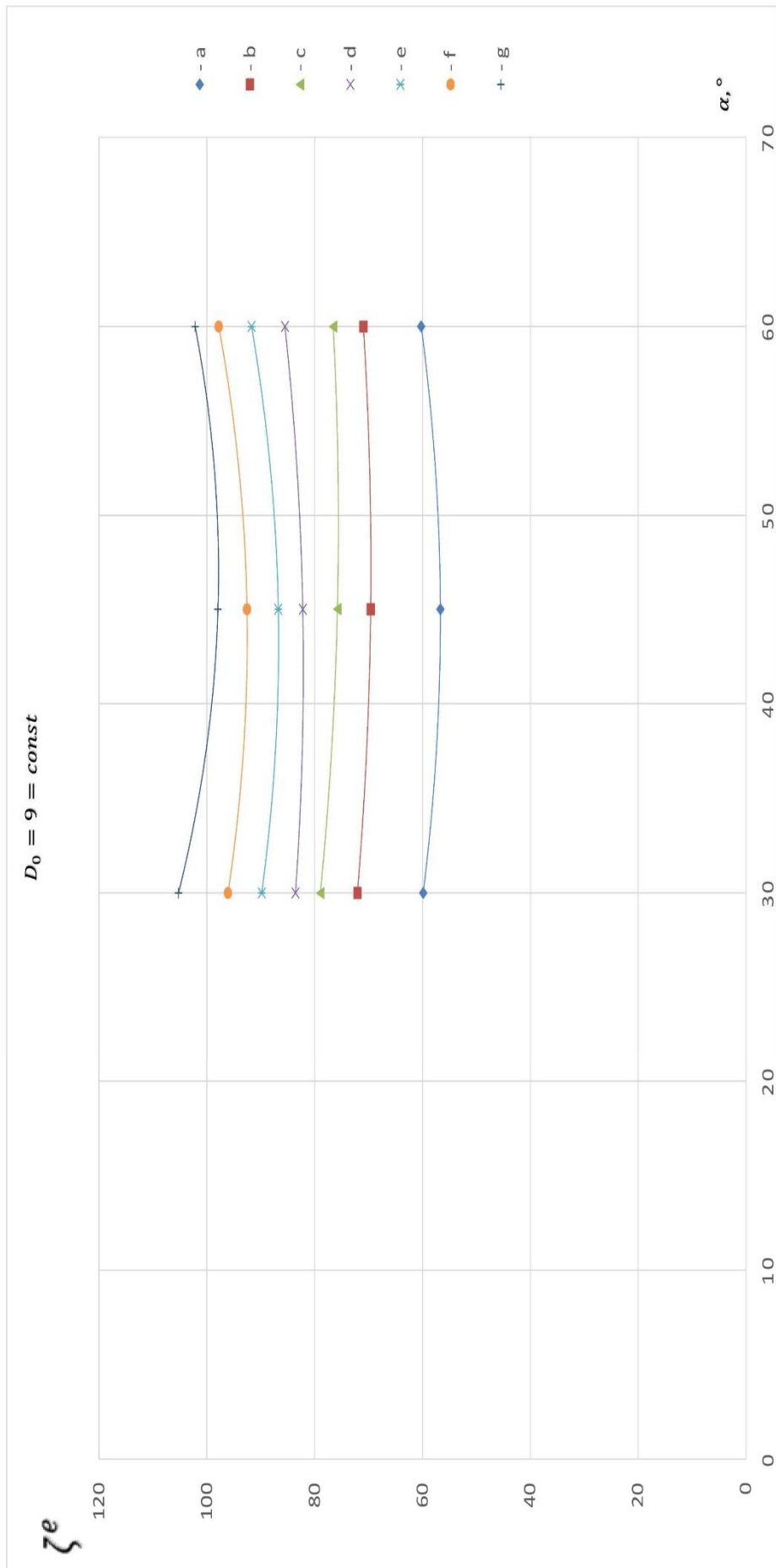


Рис. 4.3 – Залежність експериментального коефіцієнту гідравлічного опору

дифузора Φ_9 (поз. 1.2-

1.4) від куту віддзеркалення при постійному числі Рейнольдса в трубці
 $a - Re_1 = 10364; b - Re_1$

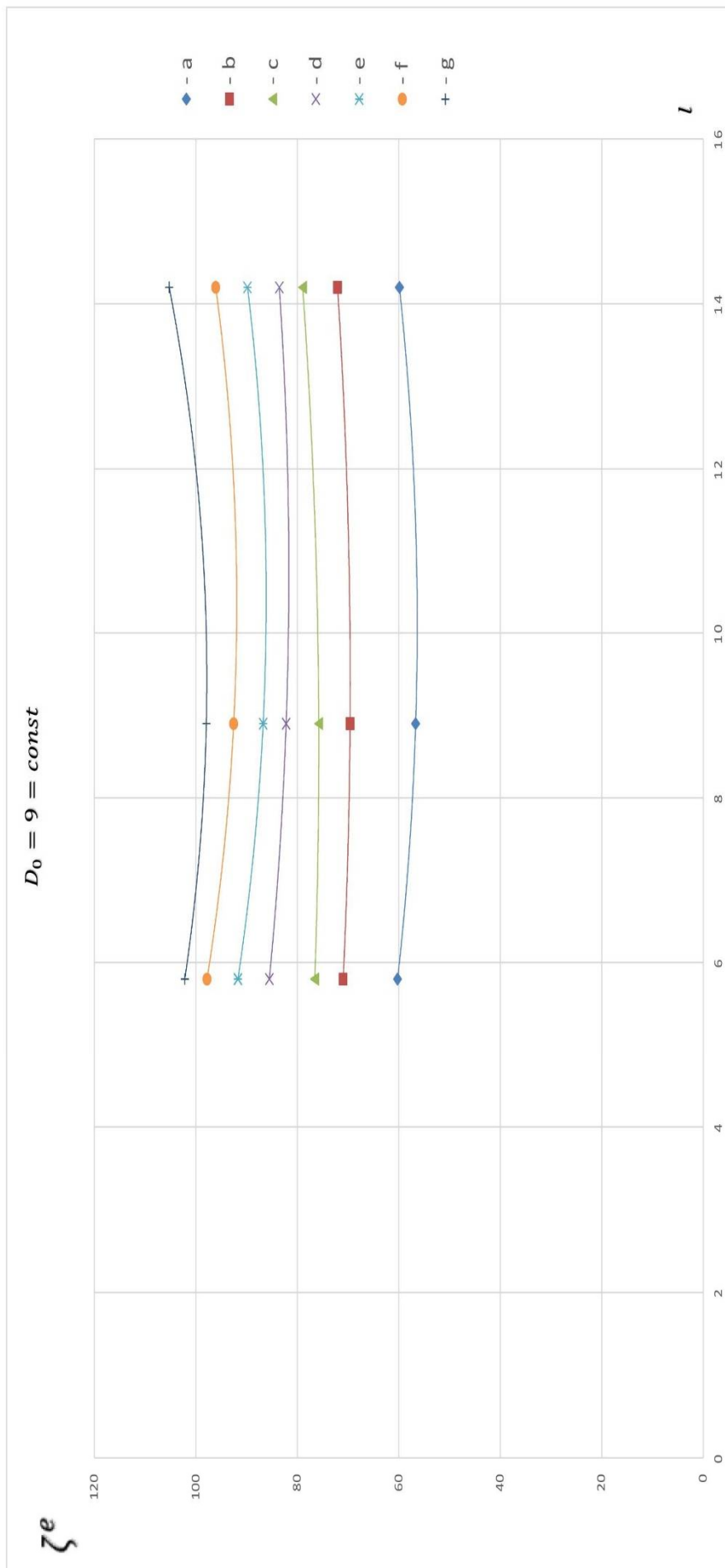


Рис. 4.4 – Залежність експериментального коефіцієнту гідравлічного опору

дифузора $\emptyset 9$ (поз. 1.2-

1.4) від довжини дифузора при постійному числі Рейнольдса в трубці $a - Re_1 = 10364; b - Re_1$

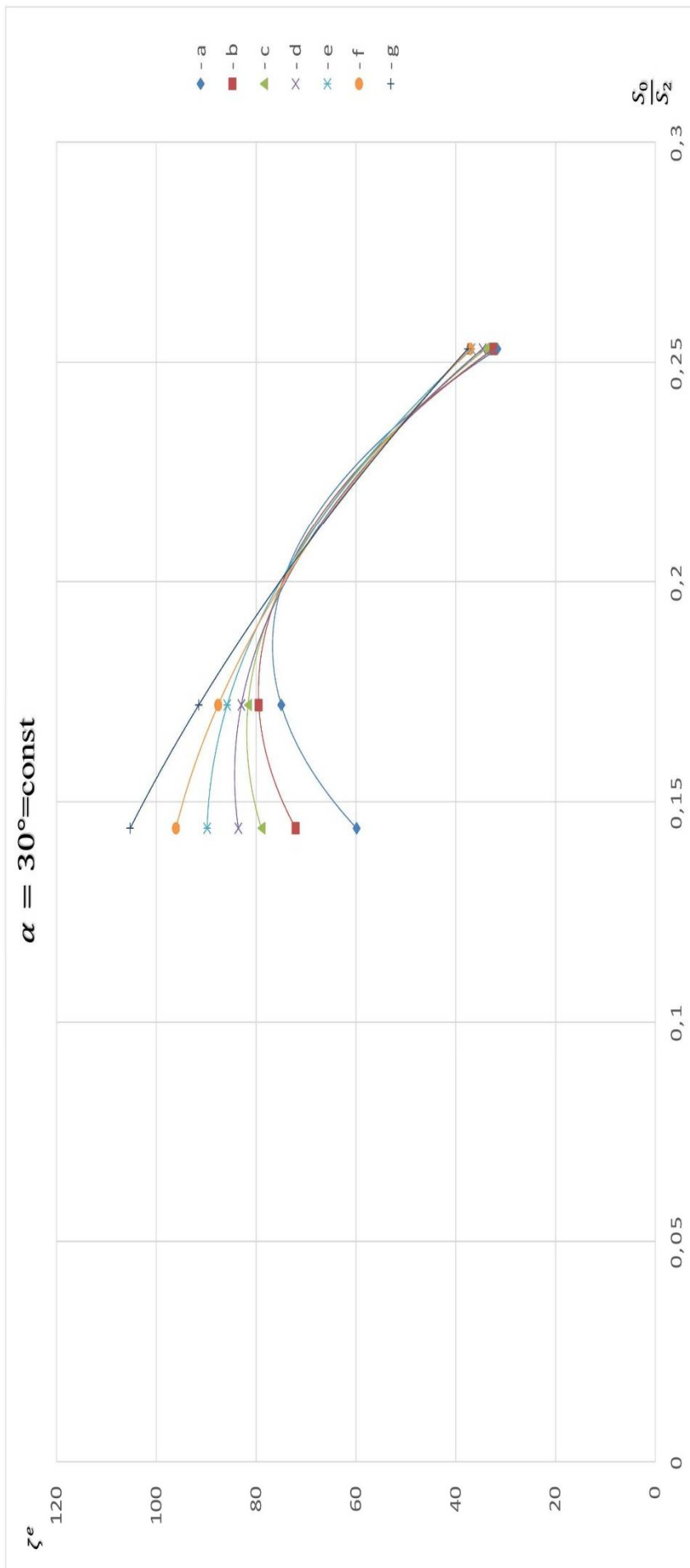


Рис. 4.5 –
Залежність
експериментального
коефіцієнта
гідравлічного опору
дифузора (поз. 1.4,
2.4, 3.4) від
ступеня розширення
при постійному
куті віддзеркалення:
 $\alpha - Re_1 = 10$

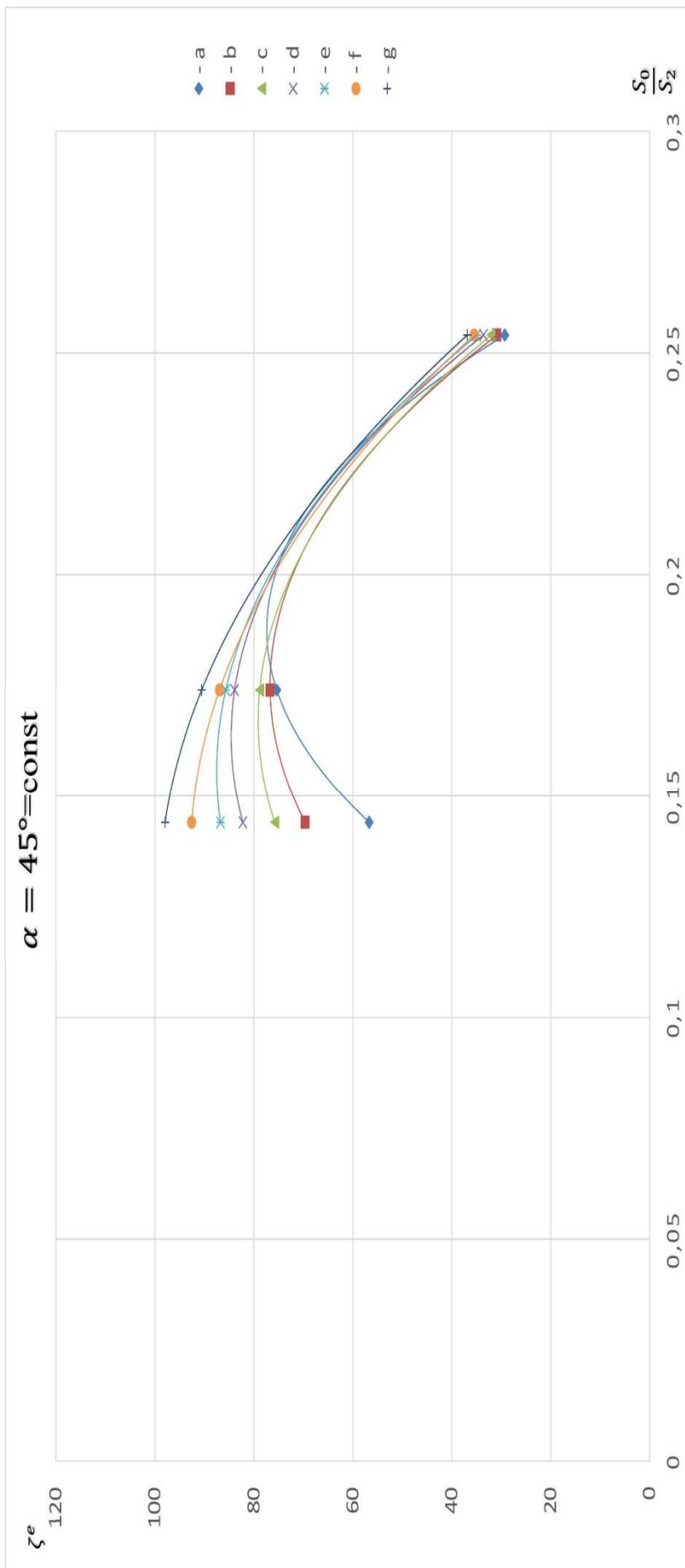


Рис. 4.6 – Залежність експериментального коефіцієнту гідравлічного опору дифузора (поз. 1.3, 2.3, 3.3) від ступеня розширення при постійному куті віддзеркалення:
 $a - Re_1 = 10364; b - Re_1$

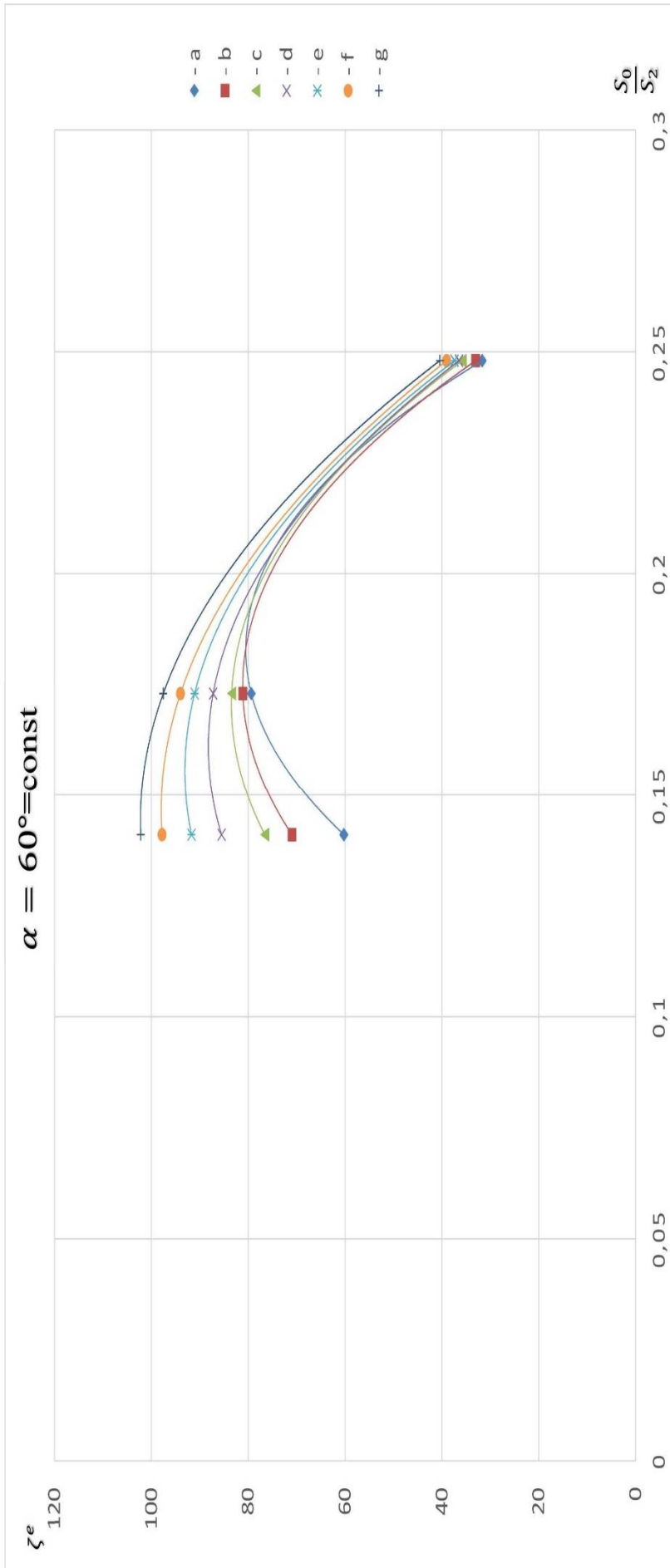


Рис. 4.7 – Залежність експериментального коефіцієнту гідравлічного опору дифузора (поз. 1.2, 2.2, 3.2) від ступеня розширення при постійному куті віддзеркалення:
 $a - Re_1 = 10364; b - Re_1$

ВИСНОВКИ

Провівши літературний огляд процесу теплообміну, конструкції трубної решітки теплообмінника і конструкції подачі пари (газу) у теплообмінник з метою виявлення негативних наслідків нерівномірності потоку, яка впливає на ефективність роботи теплообмінника і можливістю створення у ньому нового розподільника пари, що забезпечить кращій теплообмін;

Було розроблено схему експериментальної установки та конструкцію експериментального блоку, а також методику постановки і обробки експерименту для дослідження коефіцієнту гідравлічного опору коротких дифузорів, що вмонтовані у короткі патрубки;

Виконані експериментальні підготовчі роботи з метою визначення достовірності подальших результатів експериментів, порівнявши експериментальні коефіцієнти гідравлічних опорів діафрагм з теоретично визначеними за літературними джерелами;

Під час роботи визначенні коефіцієнти гідравлічного опору коротких дифузорів, що вмонтовані у короткі патрубки;

Провели порівнювальний аналіз одержаних результатів з метою подальшого прогнозування коефіцієнтів опорів інших типорозмірів коротких дифузорів, що вмонтовані у короткі патрубки.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Антикайн П.А., Зыков А.К., Эксплуатационная надежность объектов котлонадзора: Справочник. М. Металлургия, 1985. 328 с.
2. Болч Б., Хуань К. Дж. Многомерные статистические методы для экономики: Пер. с англ./Под ред. С.А. Айвазяна. М. Статистика, 1979.
3. Будов В.М., Замятин С.А., Зверева Л.А. Исследование теплотехнических характеристик каналов с локальными интенсификаторами теплообмена и теплофизика ядерных энергетических установок: Межвузовск. сб. Свердловск, 1982.
4. Глубокое Е.В, Тонкослойный маслоохладитель II Судостроение. 1985.
5. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учебн. пособие для вузов. М. Энергоиздат, 1982.
6. Дрейцер Г.А. Компактные теплообменные аппараты. М.:МАИ, 1986.
7. Ермаков В.И., Самойлов В.Ф., Пикус В.И., Исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в каналах переменного сечения Изв. вузов. Химия и химическая технология. 1970.
8. Жукаускас А.А., Конвективный перенос в теплообменниках. М. Наука, 1982. 472 с.
9. Жукаускас А.А., Улинскас Р., Катинас В, Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. Вильнюс: Мокслас, 1984.
- 10.Идепчик И,Е, Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. Машино-строение, 1975.
- 11.Исаченко В,П,, Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М. Энергия, 1975.
- 12.Калинин Э.К., Дрейцер Г.Л., Ярхо С.Л. Интенсификация теплообмена в каналах. М.Машиностроение, 1972.
- 13.Кэйс В.М., Лондон А.Л., Компактные теплообменники. М. Энергия, 1967.

14. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф., Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М. Энергоатомиздат, 1986.
15. Копачинский П.А., Тараскин В.П., Судовые охладители и подогреватели жидкостей. Л. Судостроение, 1968.
16. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М., Справочник по теплопередаче. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959.
17. Макаренко С.А., Муравцев П.И., Исследование процесса интенсификации теплообмена с помощью псевдооживленных слоев в судовых теплообменных устройствах: [Тез. докл. межресп. науч.-техн. конф. 28 — 30 сент. 1982 г.] Севастополь, 1982.
18. Маньковский О.Н., Толчинский А.Р., Александров М.З., Теплообменная аппаратура химических производств (инженерные методы расчета) /Под ред. П.Г. Романко-ва и М.И. Курочкиной. Л. Химия, 1976.
19. Назмеев Ю.Г., Николаев Н.А., Обобщение опытных данных по теплообмену в трубах с ленточными завихрителями Н Теплоэнергетика. 1980.
20. Новицкий П.В., Зограф И.А., Оценка погрешностей результатов измерений. Л. Энергоатомиздат, 1985.
21. Ю.Н. Боголюбов, Ю.М. Бродов, В.Т. Буглаев и др. Обобщение данных по гидравлическому сопротивлению в винтообразно-профилированных трубах Изв. вузов. Энергетика. 1980.
22. Пермяков Б.А., Особенности расчета теплообмена и гидравлического сопротивления спиральных трубных змеевиков / Тр. МИСИ. 1977.
23. Пермяков В.А., Левин Е.Х., Дивова Г.А., Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. Л. Энергоатомиздат, 1983.
24. Петухов Б.С., Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М. Энергия, 1967.

25. К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др., Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов под ред. Э.К. Лецкого. М. Мир, 1977.
26. Промыслов Л.А., Ускоренная оценка надежности судовых теплообменников. Л. Судостроение, 1976.
27. А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов, и др. Промышленные тепломассообменные процессы и установки М. Энергоатомиздат, 1986.
28. Попырин Л.С., Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М. Энергия, 1978.
29. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник. М. Энергоатомиздат, 1983.
30. Рашковский П.В., Лесохин Е.И., Рукин В.Л., Решение проблемы многоходовости при расчете поверхностных конденсаторов химико-технологических процессов и Журнал прикладной химии. 1982.
31. В.К. Мигай, В.С. Назаренко, И.Ф. Новожилов и др. Регенеративные вращающиеся воздухонагреватели Л. Энергия, 1971.
32. САПР, Общие принципы разработки математических моделей объектов проектирования. Методические рекомендации: [Разраб. МАТИ и ВНИИНМАШ Госстандарта СССР]. М., 1980.
33. Системы автоматизированного проектирования: Учебное пособие для вузов: В 9 т. / Под ред. И.П. Норенкова, М. Высшая Школа, 1986.
34. Справочник по теплообменникам. В 2-х т.: Пер с англ. / Под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. М. Энергоатомиздат, 1987.
35. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / Под ред. В.В. Налимова. М. Металлургия, 1982.
36. Тепло и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник. М. Энергоиздат, 1982.
37. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы / Ю.И. Данилов, Б.В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцер и др. М. Машиностроение, 1986. Теплообмен при конденсации на вертикальных

- профилированных трубах / В.И. Толубинский, А.А. Кривешко, В.В. Трепутнев, А.Г. Черняков И Тр. ЦКТИ им. И.И. Ползунова. 1988.
38. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л. Машино строение, 1986.
39. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / Н.Д. Грязное, В.М. Епифанов, В.Л. Иванов, Э.А. Манушин. М. Машиностроение, 1985.
40. Теплофизические свойства веществ и материалов. М. Изд-во стандартов, 1977.
41. Теплоотдача при течении однофазного теплоносителя в профильных витых трубах / Е.М. Чижевская, Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев и др. 8 Изв. вузов. Энергетика. 1984.
42. Теория тепломассопереноса / Под ред. А.И. Леонтьева. М. Высшая школа, 1979.
43. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М. Машиностроение, 1980.
44. Идельчик И. Е., Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М. 1954.
45. Технологія-2017 : XX матеріали міжнар.наук.-техн. конф., 21-22 квіт. 2017 р., м. Северодонецьк. / [укл. : Тарасов В.Ю.]. – Северодонецьк : [Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля], 2017. – 293 с.
46. Идельчик И. Е., Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под ред. М. О. Штейнберга.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.; Машиностроение, 1992.— 672 с.: ил.
47. Кулаков М. В., Технологические измерения и приборы для химических производств: Учебник для вузов по специальности «Автоматизация и комплексная механизация химико-технологических процессов»,—3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983.— 424 с., "ил.