

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Теплоенергетичний факультет
Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____/проф. В.О.Туз/
« » _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 144 Теплоенергетика

спеціалізації Теплофізика

на тему: Аеродинаміка і теплообмін труб краплеподібної форми

Виконала: студентка _____ VI курсу, групи ТФ-61м

Бондар Валерія Андріївна

(прізвище ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник Д. фіз.-мат. наук, проф. Воропаєв Г.О

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультанти:

з економічних питань
(назва розділу)

к.п.н., доц. Пермінова С.О.

(вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

з питань охорони праці
(назва розділу)

к.т.н., доц. Каітанов С.Ф.

(вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент

_____ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

6. Орієнтовний перелік ілюстративного (графічного) матеріалу

1. Схема експериментальної установки. 2. Конструкція труби-калориметра. 3. Методика обробки експериментальних даних. 4. Методика CFD-моделювання. 5. CFD-візуалізація течії. 6. Результати досліджень аеродинаміки. 7. Результати досліджень теплообміну. 8. Теплоаеродинамічна ефективність.

7. Орієнтовний перелік публікацій Одна стаття у науковому фаховому виданні України. Дві доповіді на конференціях з публікацією тез.

8. Консультанти розділів дисертації:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
з питань охорони праці	к.т.н., доц. Каушанов С.Ф.		
з економічних питань	к.п.н., доц. Пермінова С.О.		

9. Дата видачі завдання " 12 " березня 2018 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Оформлення технічного завдання на виконання науково-дослідницької роботи	17.10.2016	
2	Пошук літератури за тематикою дослідження	4.11.2016	
3	Огляд літератури за тематикою дослідження	15.12.2016	
4	Підготовка до фізичного експерименту	1.04.2017	
5	Проведення фізичного експерименту по даній темі	27.04.2017	
6	Обробка отриманих даних	17.05.2017	
7	Розробка чисельної моделі та її верифікації на основі експериментальних даних	6.11.2017	
8	Проведення чисельного моделювання аеродинаміки і теплообміну труб	15.01.2018	
9	Обробка результатів чисельного моделювання	5.03.2018	
10	Оцінка та узагальнення експериментальних і чисельних досліджень	2.04.2018	
11	Оформлення дисертації	16.04.2018	
12	Підпис керівника магістерської дисертації	30.04.2018	
13	Проходження нормоконтролю	03.05 - 11.05.2018	
14	Попередній захист	14.05 - 16.05.2018	
15	Державний захист магістерської дисертації	21.05 - 31.05.2018	

Студент

(підпис)

Бондар В.А.
(прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Воропаєв Г.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

МД: 79 с., 30 рис., 13 табл., 18 джерел

Об'єкт дослідження – процеси аеродинаміки та теплообміну труб краплеподібної форми при поперечному обтіканні потоком повітря.

Предмет дослідження – вплив режимних параметрів на аеродинамічний опір і теплообмін труб краплеподібної форми.

Мета роботи – отримання узагальнюючих співвідношень для розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору труб краплеподібної форми.

Метод дослідження – експериментальне дослідження та CFD-моделювання.

В даній роботі були проведені експериментальні дослідження та CFD-моделювання процесів аеродинаміки та інтенсивності конвективного теплообміну при поперечному обтіканні краплеподібної форми труб, вплив розташування труб відносно напрямку їх обтікання на інтенсивність теплообміну та порівняння отриманих результатів з трубами інших форм поперечного перетину. Була проведена оцінка теплоаеродинамічної ефективності труб краплеподібної форми. Досліди проведені в діапазоні змін чисел Рейнольдса $Re_D = (4..25) \cdot 10^3$.

Отримані результати можуть бути використані спеціалістами з розрахунку теплообмінного обладнання на основі труб краплеподібного профілю.

КРАПЛЕПОДІБНА ТРУБА, ТЕПЛООБМІН, АЕРОДИНАМІКА, CFD-МОДЕЛЮВАННЯ, ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

THE ABSTRACT

MD: 79 p., 30 fig., 13 tab., 18 sources

The object of research - processes of aerodynamics and heat transfer of pipes of a droplet shape with a transverse flow of air.

The subject of research - the influence of regime parameters on aerodynamic resistance and heat exchange of tubular droplet forms.

The purpose of work – obtaining generalizing relations for calculation of heat transfer and aerodynamic resistance of droplet-shaped tubes.

The method of research – experimental research and CFD-modeling.

In this paper, experimental studies and CFD-simulation of aerodynamics and convective heat transfer intensity at transverse flow around the drop-shaped tubes, the effect of the arrangement of the pipes in relation to the direction of their flow on the heat transfer intensity and comparison of the results with the pipes of other forms of the cross-section were carried out. An estimation of heat aerodynamic efficiency of droplet-shaped pipes was performed. Experiments are carried out in the range of changes in Reynolds numbers $Re_D = (4..25) \cdot 10^3$.

The obtained results can be used by specialists in the calculation of heat-exchange equipment on the basis of pipes of a brittle profile.

PIPELINE PIPE, CONVECTIVE HEAT EXCHANGE, AERODYNAMICS,
CFD-MODELING, THERAPY AERODYNAMIC EFFICIENCY

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів.....	6
Вступ.....	8
1 Літературний огляд.....	9
1.1 Особливості поперечного обтікання круглого циліндру.....	9
1.2 Розподіл дотичних напружень і тиску на циліндрі.....	14
1.3 Опір циліндра.....	16
1.4 Циліндри різного профілю.....	17
2 Методика дослідження аеродинаміки та теплообмін труб краплеподібної форми.....	21
2.1 Опис експериментальної установки та методика проведення експерименту.....	21
2.1.1 Методика дослідження теплообміну і аеродинамічного опору труб краплеподібної форми.....	23
2.1.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних.....	24
2.2 Методика CFD-моделювання процесів теплообміну і аеродинамічного опору труб краплеподібної форми.....	26
2.2.1 Постановка задачі CFD-моделювання.....	26
3 Результати дослідження аеродинаміки та теплообмін.....	33
3.1 Результати дослідження конвективного теплообміну труб краплеподібної форми, циліндру та плоскоовальної труби.....	33
3.2 Результати дослідження аеродинамічного опору труб краплеподібної, циліндричної та плоскоовальної форми.....	37
4 Теплоаеродинамічна ефективність труб краплеподібної форми.....	42
5 Розробка стартап проекту.....	49
6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	60
Висновки.....	77
Перелік посилань.....	78

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ
І ТЕРМІНІВ

A - висота поперечного перетину каналу, м;

B - ширина поперечного перетину каналу, м;

D, d - діаметр, мм;

F - зовнішня площа поверхні труби, м²;

G – витрата, м² · с;

H – висота, мм;

K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К);

k_q - коефіцієнт, що представляє собою відношення площі поперечного перетину вхідного сопла до площі перетину каналу захищеного трубою;

L – довжина, мм;

P – тиск, Па · с;

q – щільність теплового потоку, Вт/м²;

Tu – степінь турбулентності;

t – температура, К;

W – швидкість потоку, м/с;

x, y – координати.

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

λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К);

μ - динамічний коефіцієнт в'язкості, Па · с;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\text{м}^2 \cdot \text{с}$;

τ - коефіцієнт дотичного напруження, $\text{Н}/\text{м}^2$;

ρ - густина, $\text{кг}/\text{м}^3$;

φ - кут, град;

Π – периметр, мм;

Індекси:

0 – діаметр круглого циліндру, мм;

e – еквівалентний діаметр;

$ж$ – живий перетин;

Безрозмірні комплекси:

Eu – число Ейлера;

Nu – число Нусельта ;

Re – число Рейнольдса;

Sh – число Струхаля.

ВСТУП

У багатьох галузях промисловості (теплоенергетичній, нафтопереробній, хімічній, харчовій, у газотранспортній системі України тощо) одним із найважливіших видів технологічного обладнання є теплообмінні апарати конвективного типу, загальна маса яких досягає 35...40 % від маси всього обладнання. Модернізація, ремонт такого обладнання та створення нових виробничих потужностей потребують великих капіталовкладень, тому впровадження більш ефективних і дешевих теплообмінних пристроїв з урахуванням їхньої частки у загальній сукупності обладнання призводить до значної економії металу та енергетичних ресурсів.

В умовах підвищення вартості матеріальних та енергетичних ресурсів актуальності набуває вирішення проблеми енергоресурсозбереження. Важливим напрямком вирішення цієї проблеми є розробка та впровадження нових видів розвинених конвективних поверхонь теплообміну для різного роду теплообмінних апаратів, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю, технологічністю й невисокою вартістю виробництва. Без упровадження нових типів поверхонь неможливий розвиток енергомашинобудування та енергетики. Частка поверхонь теплообміну у складі енергетичного обладнання постійно зростає. Це водяні економайзери, калорифери котельних установок, котли-утилізатори, регенератори, масло охолоджувачі парогазових і газотурбінних установок, а також сухі градирні та повітряні конденсатори. Особливо слід відмітити сталу тенденцію відмови в паротурбінних установках від градирень та інших систем охолодження випаровувального типу, в яких втрачається до 60 % прісної води [1].

Пошук раціональних способів інтенсифікації процесів теплопереносу є головним напрямом удосконалення теплообмінних апаратів.

1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1 Особливості поперечного обтікання круглого циліндру

Сучасна техніка включає в себе величезну кількість теплообмінних пристроїв різного призначення, найбільш поширеним елементом яких є криволінійні поперечно-обтічні тіла, наприклад круглі, еліптичні циліндри та тіла інших форм. У теплообмінних енергетичних і теплотехнічних пристроях найбільш широко застосовується круглий циліндр.

Процес обтікання циліндра досить складний, який залежить від числа Re , ступеня турбулентності потоку і інших чинників.

Наявність сил в'язкості в потоці реальної рідини призводить до утворення на лобовій поверхні циліндра ламінарного примежового шару, товщина якого поступово збільшується. Як відомо, при малих значеннях числах $Re < 1$ циліндра, з усіх боків охоплений потоком, омивається плавно, а примежовий шар сходиться з поверхні тільки в кормовій точці циліндра (рис. 1.1 а). З ростом числа Re сили інерції починають грати все більш помітну роль, ламінарний примежовий шар відривається від поверхні в (середній) частині мідел циліндра і за циліндром спостерігається складним вихровим протягом (рис. 1.1 б). Зі збільшенням числа Re примежовий шар поступово стає турбулентним, а точка його відриву зміщується в бік кормової критичної точки (рис. 1.1 в). Така складна картина обтікання впливає на процес тепловіддачі циліндра. Тому як з практичної, так і з наукової точки зору дослідження процесів обтікання і тепловіддачі циліндричних тіл є досить актуальним. Розуміння взаємозв'язку цих процесів вимагає детального вивчення таких питань, як розподіл тиску, швидкості зовнішніх потоків та опір тертя.

Важливим є вивчення в процесах обтікання ролі турбулентності набігаючого потоку, а також умов обмеження потоку стінками каналу (захарашення потоку). Значний вплив цих факторів впливає на динаміку

режимів обтікання поверхні, на відрив примежового шару, а також на формування сліду за циліндром.

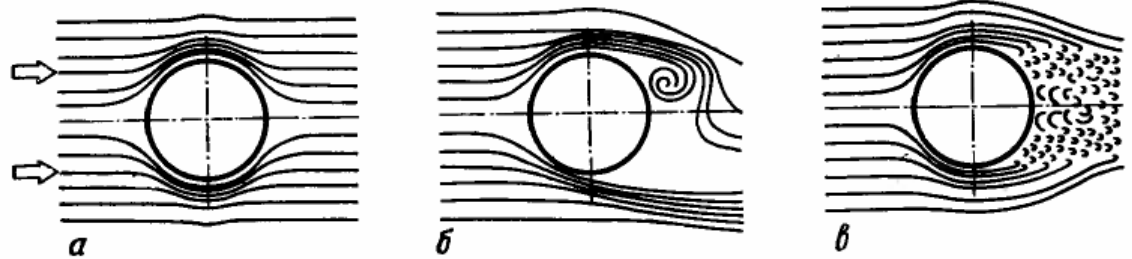


Рисунок 1.1 □ Обтікання циліндра при $Re \approx 1$ (а), $Re < 2 \cdot 10^5$ (б),
 $Re > 4 \cdot 10^5$ (в)

В процесі взаємодії сил в'язкості з обтічним тілом на його поверхні утворюється примежовий шар. У разі поперечного обтікання циліндра, як правило, на його лобовій частині утворюється ламінарний примежовий шар, товщина якого збільшується вгору за течією. Основними визначальними параметрами цього шару є число Рейнольдса та турбулентність набігаючого потоку.

При $Re < 1$ сили інерції менше сил в'язкості і циліндр омивається плавно, лінії струму охоплюють всю його поверхню, а потік починає відділятися від поверхні циліндра в кормовій його точці (рис. 1.1).

Зі збільшенням $Re < 40$ лінії струму за циліндром починають розходитись, ламінарний примежовий шар відривається і за циліндром утворюються два симетричних постійно циркулюючих вихорів. Ці вихори обмежені нульовими лініями струму, що є продовженням ламінарного примежового шару за точкою його відриву від поверхні циліндра. Зі збільшенням Re ($Re > 40$) течія в сліді стає нестійкою і вихори починають відриватися від поверхні циліндра. Спочатку відривається один вихор, що викликає асиметрію тиску в сліді, що обумовлює відрив другого вихору.

Утворюється вихровий слід - доріжка Кармана - стійкий на досить великій відстані від циліндра.

При $Re = 150$ в сліді за циліндром відбуваються нерегулярні періодичні збурення, що продовжуються до $Re \approx 300$. У цьому діапазоні чисел Re існує перехідний режим, в якому відбувається перехід до турбулентного обтікання в області формування вихорів. В цьому режимі існує тривимірна структура сліду. Далі слід стає повністю турбулентним.

Така картина перебігу в сліді зберігається до настання критичного режиму обтікання ($Re \approx 2 \cdot 10^5$), що характеризується різким зменшенням опору тиску, більш високим розрядженням в кормовій частині циліндра і порушенням регулярності відриву вихорів. Порушення регулярності відриву вихорів зберігається до $Re = 6 \cdot 10^5$, що і є межею критичного режиму обтікання [2].

Відрив примежового шару обумовлений силами тертя, зміною тиску і швидкості потоку. У примежовому шарі лобовій частині циліндра енергія тиску частинок рідини переходить в кінетичну енергію, а в кормовій частині відбувається зворотне перетворення. Швидкість і тиск в потоці змінюються відповідно до рівняння Бернуллі:

$$p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_0^2 = \text{const} \quad (1.1)$$

При обтіканні в лобовій частині тиск в потоці падає ($dp/dx < 0$), швидкість у напрямку руху зростає, частинки рідини в примежовому шарі захоплюються зовнішнім потоком і, незважаючи на дію сил тертя, продовжують рухатися уздовж поверхні циліндра. Над кормовою частиною циліндра тиск в потоці збільшується ($dp/dx > 0$), а швидкість у напрямку руху падає. Оскільки в примежовому шарі частинки рідини втрачають енергію на тертя, кінетичній енергії недостатньо для подолання зростаючого тиску, і рух частинок поступово сповільнюється, вони зупиняються і починають рухатися

в зворотному напрямку. Необхідними умовами відриву примежового шару є позитивний градієнт тиску ($dp/dx > 0$) і дію сил в'язкості в примежовому шарі. Результати, отримані для різних потоків води і повітря в умовах критичних Re , вказують на різке зміщення точки відриву до $\varphi \approx 140^\circ$ (рис. 1.2).

Зі збільшенням числа Re ($Re > 1,5 \cdot 10^5$) ламінарний примежовий шар переходить в турбулентний. При переході ламінарної течії в турбулентному примежовому шарі отримує додаткову кінетичну енергію за рахунок турбулентних пульсацій швидкості потоку, а градієнт швидкості у поверхні циліндра різко зростає. Внаслідок цього турбулентний примежовий шар починає збільшення градієнта тиску в зовнішньому потоці ($dp/dx > 0$), зміщується в напрямку течії потоку, і при $\varphi \approx 140^\circ$ відбувається його відрив.

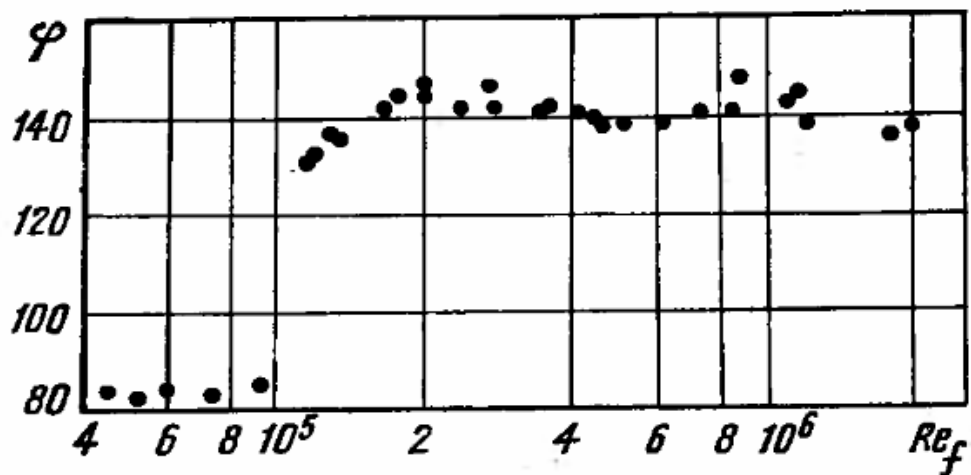


Рисунок 1.2 □ Динаміка точки відриву примежового шару

В даний час немає єдиної думки щодо процесу переходу ламінарного примежового шару в турбулентний, в зв'язку з чим з цього питання існують дві концепції. Відповідно до першої концепції, при досягненні критичних Re в лобовій частині циліндра відбувається відрив ламінарного пограничного шару з утворенням і подальшим приєднанням відривного пузиря, який розвивається у вигляді турбулентного примежового шару, і при $\varphi \approx 140^\circ$ відбувається його відрив [2]. Згідно другої концепції, широко

розповсюдженої при трактуванні процесів тепловіддачі, при критичних Re ламінарний примежовий шар втрачає стійкість, настає перехідний режим, а потім починає формуватися турбулентний примежового шар, який відривається аналогічно першому випадку. При повному зникненні відривного пузиря процес обтікання відбувається згідно другої концепції [9].

Аналіз результатів досліджень показує, що ламінарний відрив і точка переходу знаходяться близько один від одного. На рис. 1.3 наведені результати по динаміці точки переходу в залежності від Re_f і ступеня турбулентності для потоків води і повітря [5].

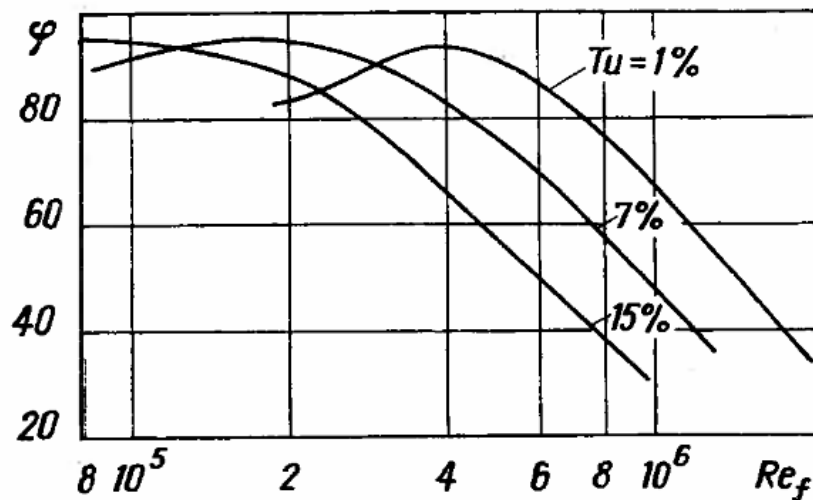


Рисунок 1.3 □ Залежність місцеположення точки переходу ламінарного примежового шару в турбулентний

Зростання турбулентності викликає більш ранній перехід, а збільшення захарщення каналів надає стабілізуючий вплив на його початок, відповідно, він настає при більш високих числах Re . Захарщення каналів незначно впливає на динаміку точки відриву. У режимі докритичного обтікання точка відриву зміщується в напрямленні потоку від $\varphi = 80^\circ$ до 95° при зміні k_q від 0,25 до 0,83. В умовах критичного обтікання зі збільшенням захарщення відрив зміщується приблизно на 10° проти течії потоку. Таким чином, точка

відриву примежового шару зміщується до $\varphi = 130^\circ$, тоді як при малій степені захарашення каналу вона перебувала при $\varphi = 140^\circ$.

Відрив примежового шару і утворення вихрів в сліді за циліндричними тілами є періодичними процесами. Періодичність, або частота, відриву, визначається безрозмірною величиною - числом Sh , залежних від інтервалу чисел Re , турбулентності зовнішнього потоку, захарашення каналу та інших факторів. Згідно дослідженням Ж. Акилбаєва [6], в докритичному режимі обтікання при $10^4 < Re_f < 1,2 \cdot 10^5$ частота відриву вихорів з урахуванням впливу захарашення каналів визначається залежністю:

$$Sh = 0,2 \cdot (1 + 7,25 \cdot k_q^{3,3}) \quad (1.2)$$

1.2 Розподіл дотичних напружень і тиску на циліндрі

Дотичне напруження є важливою гідродинамічною характеристикою, що відображає характер обтікання циліндра і дозволяє прослідкувати за розвитком примежового шару, визначити точку його відриву.

Зі збільшенням турбулентності дотичні напруження або опору тертя на поверхні еліптичних циліндрів, обтічних потоком уздовж великої і малої осей (при їх співвідношенні 1: 2), зростають, а коефіцієнт тиску зменшується (рис. 1.4, 1.5). Еліптичний циліндр, обтічний уздовж великої осі, відчуває більший опір тертя, обумовлене дотичним напруженням, прикладеним до суттєво більшої поверхні, ніж в разі циліндра, обтічного уздовж малої осі, значна частина поверхні якого омивається вихровою течією. Основні зміни дотичного напруження і коефіцієнта тиску відбуваються в центральній частині еліптичного циліндра, омиваючого уздовж великої осі, поза дією цих змін залишаються тільки невеликі ділянки поверхні в області лобової і кормової критичних точок. Відрив прикордонного шару відбувається в

області $\varphi = 110^\circ / 140^\circ$ і, безумовно, залежить від числа Re й ступеня турбулентності (рис. 1.4).

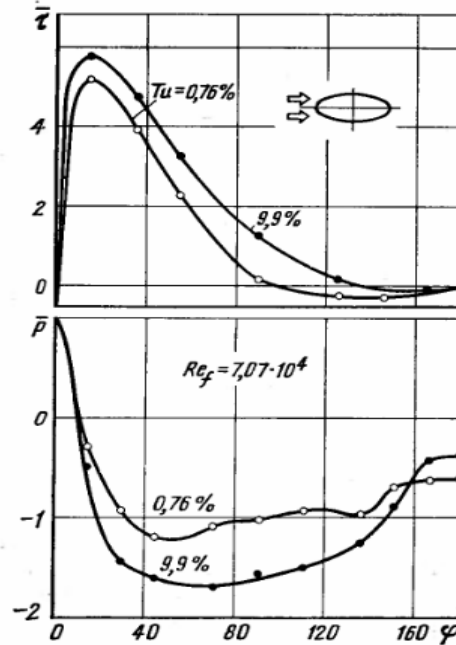


Рисунок 1.4 □ Розподіл дотичних напружень і коефіцієнтів тиску на поверхні еліптичного циліндра, обтічного уздовж великої осі

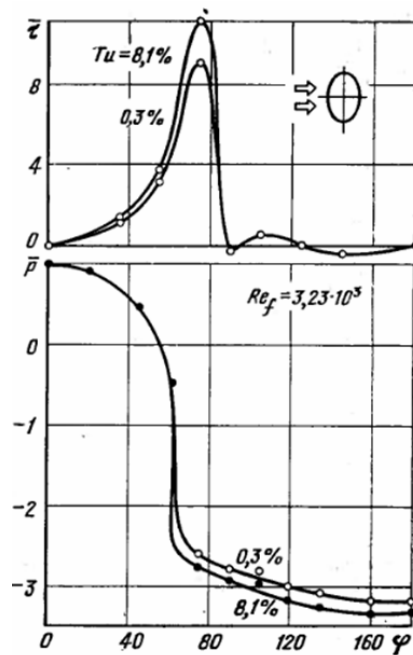


Рисунок 1.5 □ Розподіл дотичних напружень і коефіцієнтів тиску на поверхні еліптичного циліндра, обтічного уздовж малої осі

1.3 Опір циліндра

Характеристики опору тертя (дотичне напруження, коефіцієнт тертя) не мають такого важливого значення для поперечно-обтічних циліндричних тіл, як, скажімо, для пластини, поздовжньо-обтічної турбулентним потоком, коли коефіцієнти тертя широко використовуються в теоретичних розрахунках на базі аналогії Рейнольдса при узагальненні експериментальних даних. Вивчення характеристик тертя для циліндрів по гідродинамічному опору має сенс лише при $Re < 10^3$.

Коефіцієнт повного опору $C_D = C_f + C_w$. Коефіцієнт опору тиску C_w циліндричних тіл при помірних і великих Re визначається силами тиску. Зміни коефіцієнта повного опору круглого і еліптичного циліндрів, обтічних низькотурбулентним нескінченним потоком, представлені на рис. 1.6 за результатами узагальнення численних даних різних дослідників.

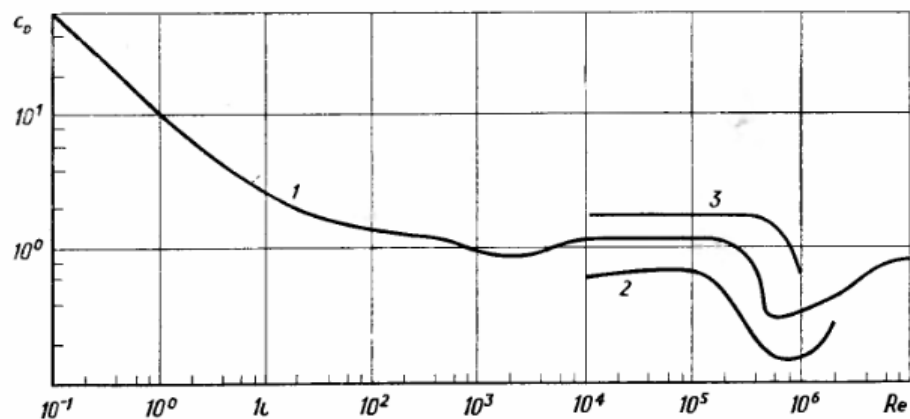


Рисунок 1.6 □ Коефіцієнти повного опору: 1- круглого циліндру, 2- еліптичного циліндру вздовж великої осі, 3- еліптичного циліндру вздовж малої осі.

У докритичному режимі обтікання при $Re = 10^4 \dots 2 \cdot 10^6$ коефіцієнт повного опору круглого циліндра $C_D = 1,2$, а еліптичного циліндра, обтічного уздовж великої і малої осей, відповідно 0,7 і 1,7. У критичному режимі

обтікання коефіцієнт повного опору круглого циліндра падає до 0,3, а потім зростає до 0,9 в режимі понад критичних Re . Для еліптичного циліндра, обтічного уздовж великої осі, значення C_D зменшеться до 0,1 [7].

1.4 Цилінри різного профілю

У теплообмінниках застосовуються поперечно-обтічні труби різної форми, що значно ускладнює розрахунок їх середньої тепловіддачі. Ці труднощі в першу чергу пов'язані з урахуванням впливу форми обтічного тіла на процес тепловіддачі. Багатьма авторами виконаний ряд вимірів і узагальнень тепловіддачі труб різної форми в поперечному потоці повітря [8]. У даній роботі досліджена місцева і середня тепловіддача еліптичних циліндрів в поперечному потоці різних рідин, обтічних вздовж великої і малої осей. Розглядаються циліндри з осями $d_1/d_2 = 2$.

Вивчення місцевої тепловіддачі показує, що, як і в випадку круглого циліндра, в лобовій частині еліптичного циліндра утворюється ламінарний примежовий шар. З огляду на поліпшення умов обтікання тепловіддача в області лобової критичної точки протікає більш інтенсивно (рис. 1.7).

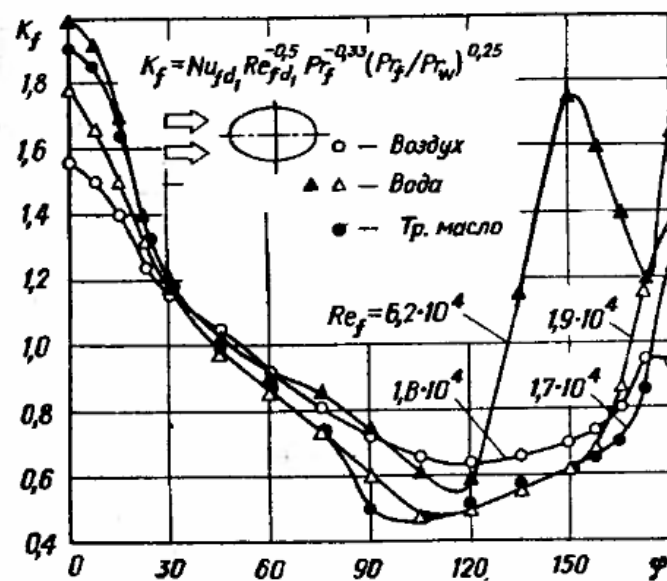


Рисунок 1.7 □ Місцева тепловіддачі еліптичного циліндра при $T_u = 1\%$

З наростанням товщини ламінарного примежевого шару тепловіддача на поверхні циліндра плавно зменшується, однак при досягненні $\varphi=100^\circ$ починається її поступове збільшення через розвиток відривного вихрового плину. Відрив примежевого шару відбувається значно пізніше, ніж в разі круглого циліндра. Зі збільшенням числа Re_f , наприклад при $Re_f = 6,2 \cdot 10^4$, настає критичний режим обтікання [4].

Обтікання еліптичного циліндра вздовж малої осі більш складно. У лобовій частині (рис. 1.8) в середньому до $\varphi=60^\circ$ теплообмін протікає при постійному коефіцієнті тепловіддачі. За точкою відриву, приблизно до $\varphi=120^\circ$, тепловіддача обумовлена інтенсивністю відривання вихорів, в решті частини дією вихорів, що змішуються і місцевим формуванням примежевого шару з початком в кормовій критичній точки.

Узагальнення тепловіддачі для окремих зон цих циліндрів показало, що показник ступеня при числі Re змінюється від 0,5 до 0,73, а при числі Pr - від 0,33 до 0,4. Розрахункові залежності для цих зон приведені в роботі [3].

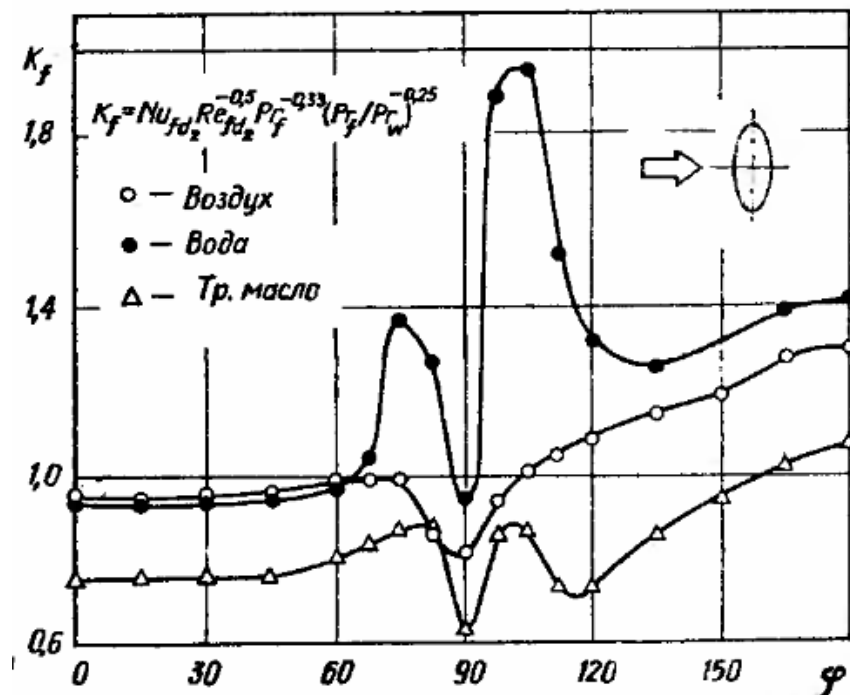


Рисунок 1.8 □ Місцева тепловіддачі еліптичного циліндра при $Tu = 1\%$

Представлення експериментальних даних по середній тепловіддачі еліптичних циліндрів у вигляді залежності:

$$\text{Nu}_{fd_e} / \text{Pr}_f^{0.37} \cdot (\text{Pr}_f / \text{Pr}_w)^{0.25} = f(\text{Re}_{fd_e}) \quad (1.3)$$

Якщо за визначальний розмір прийнятий еквівалентний діаметр $d_e = 4F/p$ (p – змочений периметр), дає значну розбіжність результатів для циліндрів, обтічних вздовж малої і великої осей. Аналіз показав, що найбільш точне узгодження експериментальних даних виходить в тому випадку, якщо за визначальний розмір прийняти довжину осі еліптичного циліндра, паралельну набігаючому потоку. Тоді, як видно з рис. 1.9, дані по середній тепловіддачі різних циліндричних поверхонь досить добре узагальнюються єдиною залежністю при $q_w = \text{const}$:

$$\text{Nu}_{fd_e} = 0,27 \cdot \text{Re}_{fd_e}^{0,6} \cdot \text{Pr}_f^{0,37} \cdot (\text{Pr}_f / \text{Pr}_w)^{0,25} \quad (1.4)$$

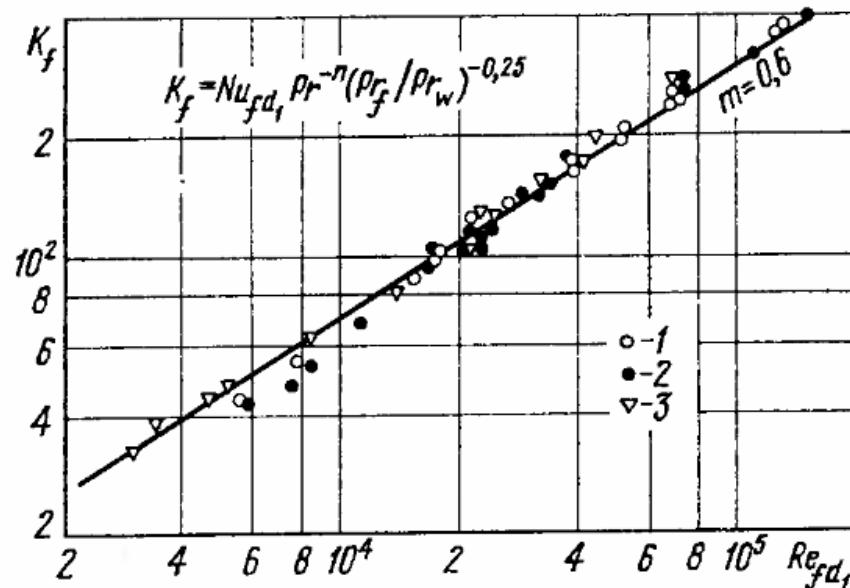


Рисунок 1.9 □ Тепловіддача поверхонь: 1 – круглого циліндра, 2 – еліптичного циліндра омиває мого вздовж великої осі, 3 – вздовж малої осі

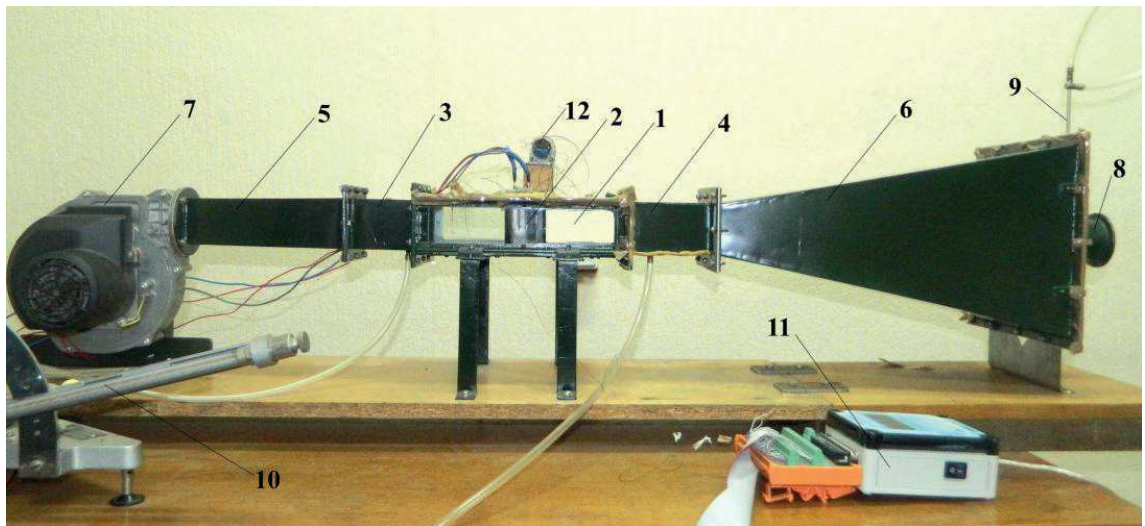
Думки різних дослідників щодо вибору визначального діаметра при узагальненні результатів не збігаються. У деяких роботах пропонуються наступні визначальні геометричні параметри: еквівалентний діаметр, фронтальна або горизонтальна ширина тіла, корінь квадратний з величини теплообмінної поверхні і ін. Проте до цих пір не знайдений такий єдиний визначальний геометричний параметр, котрий дав би можливість отримати універсальне рівняння подібності, достатньо точно узагальнююче експериментальні дані по тепловіддачі тіл різної форми.

Залежно від профілі труби різні ділянки поверхні омиваються ламінарними або турбулентними течіями. Все це в першу чергу впливає на показники степені при числах Re і P_r , які для різних тіл повинні бути різними. Тому прийняття якогось єдиного геометричного параметра може дати задовільну залежність тільки для наближених інженерних розрахунків. Знаючи закономірності тепловіддачі окремих зон тіла, обтічних ламінарним або турбулентним примежовими шарами, згідно [3]. Розрахувати тепловіддачу тіл різної геометричної форми можна і іншими методами, використовуючи коефіцієнти їх опору, залежні від форми тіла. Це один з можливих шляхів розвитку методів узагальнення тепловіддачі поперечини-обтічних тіл різної конфігурації.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ТА ТЕПЛООБМІНУ ТРУБ КРАПЛЕПОДІБНОЇ ФОРМИ

2.1 Опис експериментальної установки та методика проведення експерименту

Дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору труб краплеподібної форми при поперечному їх обтіканні повітряним потоком здійснювалися на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу з прямокутним перерізом робочої ділянки шириною 70 мм і висотою 60 мм (рис. 2.1).



1 – робоча ділянка; 2 – макет циліндра; 3,4 – прямі канали; 5,6 – дифузори; 7 – вентилятор; 8 – вихідне сопло; 9 – трубка Піто-Прандтля; 10 – мікроманометр; 11 – АЦП Triton 6004 ТС; 12 – штекерний роз’єм

Рисунок 2.1 – Експериментальна установка

Проточна частина установки складалася з робочої ділянки (1), в якій розташовувався досліджуваний циліндр (2), двох прямих каналів (3, 4) і двох дифузоров (5, 6). Для вирівнювання поля швидкостей і зниження степені турбулентності на вході в робочу ділянку, між дифузоров (5) і прямим

каналом (3) була встановлена сітка з чарункою $M=1,2$ мм, роль якої полягала в розмиванні великих і створенні системи дрібних швидко затухаючих вихорів. До вихідного прямого каналу (4) через фланець приєднувався дифузор (6), на виході якого встановлювалося сопло (8) діаметром 42 мм.

Оцінка степені турбулентності Tu за сіткою визначалася за допомогою формули Роча [11]

$$Tu \approx 0,8 \cdot (x/d_{wt})^{\frac{5}{7}}, \quad (2.1)$$

де $x \approx 180$ мм - відстань від сітки до досліджуваної трубки; $d_{wt} = 0,3$ мм – діаметр дротин. Як показали результати розрахунку за (1), в наших дослідженнях ступінь турбулентності на вході в робочу ділянку складала ≈ 1 %.

Максимальна продуктивність вентилятора складала $0,05$ м³/с, що дозволяло досягати швидкості потоку у вільному перерізі робочої ділянки до 12 м/с. Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулювалася автотрансформатором шляхом зміни напруги, що подається на двигун вентилятора. Дослідження теплообміну проводилися в діапазоні зміни швидкостей в «живому» перерізі робочої ділянки (з урахуванням захарашування поперечного перерізу робочої ділянки досліджуваним профілем циліндра) від $2,5$ до 16 м/с, що відповідає числам Рейнольдса $Re_D = (4...25) \cdot 10^3$. При цьому коефіцієнт захарашення складав $k_q = 0,343$.

До складу експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- мікроманометр ММН-240(5)11 класом точності 1.0 разом із трубкою Піто-Прандтля використовувався для визначення швидкісного напору (мікроманометром цього типу визначався перепад статичного тиску пучка при дослідженні аеродинамічного опору);

- температура повітря на вході в робочу ділянку, а також температурне поле труби визначалось за допомогою мідь-константанових термопар (діаметр дроту $0,1$ мм). Сигнали від термопар надсилались в аналогово-

цифровий перетворювач TRITON 6004 TC, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались (рис. 2.1);

2.1.1 Методика дослідження теплообміну і аеродинамічного опору труб краплеподібної форми

Використання профільованих труб краплеподібної форми зв'язано з прагненням зменшення аеродинамічного опору трубних пакетів. За рахунок підвищення швидкості теплоносія для пакетів зручнообтічної форми труби зростає інтенсивність теплообміну, що призводить у цілому до підвищення енергетичної ефективності теплообмінного устаткування.

В якості об'єкта дослідження вибрані макети циліндрів краплеподібного профілю, що мали такі геометричні розміри: висота $h = 60$ мм, $D = 24$ мм, $d = 10$ мм, $L = 51$ мм, $L/D = 2,125$, зовнішній периметр $\Pi = 122,9$ мм (рис. 2.2).

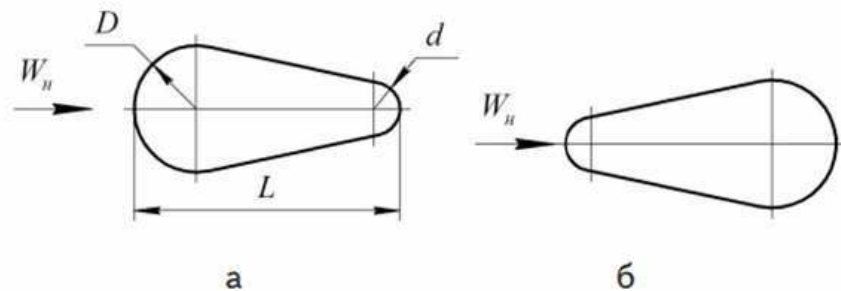


Рисунок 2.2 – Загальний вид і умови обтікання циліндрів краплеподібного профілю: а – «прямий» краплеподібний профіль; б – «зворотний» профіль

Всередині досліджуваного зразка труби розташовувався електронагрівач. В зазор між трубою і нагрівачем засипався порошок корунду (Al_2O_3). Вимірювання температурного поля стінки труби за півпериметром здійснювалося 9-ма мідь-константовими термопарами,

встановленими в канавках на зовнішній поверхні досліджуваного зразка труби (рис. 2.3).

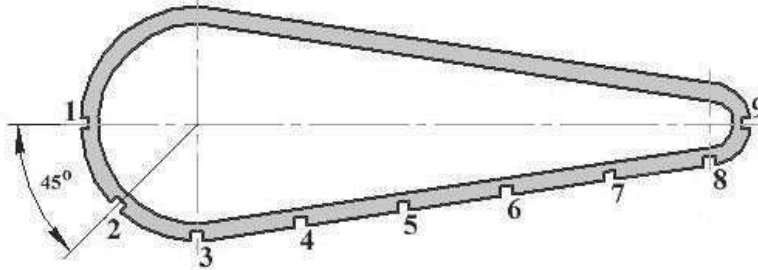


Рисунок 2.3 – Схема розташування і номери термопар

2.1.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних

В процесі проведення експериментів визначалися середні конвективні коефіцієнти теплообміну $\bar{\alpha}$ за формулою (2.2).

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F \cdot (\bar{t}_w - t_f)}, \quad (2.2)$$

в якій Q – потужність, яка розсіюється циліндром (трубою); F – зовнішня площа поверхні труби; \bar{t}_w – середня температура поверхні труби; t_f – температура потоку повітря. За розрахункову швидкість приймалася швидкість у вузькому «живому» перетині каналу, а в якості визначального розміру прийнято діаметр D .

Фізичні константи у виразах для чисел Нуссельта і Рейнольдса, розраховувалися за температурою повітря за формулами (2.3) та (2.4)

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda}, \quad (2.3)$$

де α - коефіцієнт теплообміну, Вт / (м² К);

D – більший діаметр краплеподібної труби, м;

λ - коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К).

$$\text{Re}_ж = \frac{\rho \cdot W_ж \cdot D}{\mu}, \quad (2.4)$$

де ρ - густина повітря при температурі на вході в аеродинамічну трубу, кг/м³;

$W_ж$ – швидкість потоку повітря в живому перетині каналу, м/с;

D – більший діаметр краплеподібної труби, м;

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості повітря, Па · с.

Аеродинамічний опір визначався по безпосередньому виміру перепаду статичного тиску до і після робочого ділянки за показниками мікроманометра. За характерну швидкість приймалася швидкість у звуженому перетині захищеному дослідною трубою

$$W_ж = W_c \cdot k_q, \quad (2.5)$$

де W_c - швидкість повітря в перетині вхідного сопла визначається за формулою:

$$W_c = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta P_c}{\rho}}, \quad (2.6)$$

де ΔP_c - перепад статичного тиску вимірюваний мікроманометром динамічний напір, мм вод. ст.;

ρ - густина повітря при температурі на вході в аеродинамічну трубу, кг/м³;

k_q - коефіцієнт, що представляє собою відношення площі поперечного перетину вхідного сопла до площі перетину каналу захищеного трубою:

$$k_q = \frac{\pi \cdot d_c^2 / 4}{A \cdot (B-D)}, \quad (2.7)$$

де $\pi \cdot d_c^2 / 4$ - площа сопла аеродинамічної труби;

A - висота поперечного перетину каналу;

B - ширина поперечного перетину каналу;

D - діаметр краплеподібної труби.

За значеннями ΔP визначалися числа Ейлера за формулою:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W_{ж}^2}, \quad (2.8)$$

2.2 Методика CFD-моделювання процесів теплообміну і аеродинамічного опору труб краплеподібної форми

2.2.1 Постановка задачі CFD-моделювання

Для вивчення теплообміну, а також аеродинаміки труб різного профілю використовувалися експериментальні методики. Однак, їх використання обмежено відносними габаритними розмірами датчиків та різноманітністю і довготривалістю підготовки і проведення експериментів. Більш поглиблені дослідження закономірностей течії і теплообміну можливо виконати із залученням методів обчислювальної гідрогазодинаміки. Використання цих методів потребує підготовки коректної CFD-моделі, котра

повинна відображати сутність течії і теплообміну на поверхні труб, що досліджується, та, що особливо важливо, спиратись на надійні експериментальні результати.

Для підготовки CFD-моделей та вирішення задач течії і теплообміну труб циліндричного, плоско-овального та краплеподібного профілю використовувалися методи CFD-моделювання, котрі базується на сучасних досягненнях обчислювальної газо- і гідродинаміки і дозволяють досліджувати широкий спектр різноманітних течій, в тому числі при наявності теплообміну між газовим середовищем і твердим тілом, з розрахунком теплопровідності в твердих тілах, тобто з вирішенням задач спряженого теплообміну.

CFD- моделювання виконувалось при стаціонарному та нестационарному режимах для 4 видів поверхонь: краплеподібна труба зі сторони «прямого» профілю та «зворотнього» профілю, круглий циліндр з таким ж міделевим перетином, плоскоовальна труба (рис. 2.4).

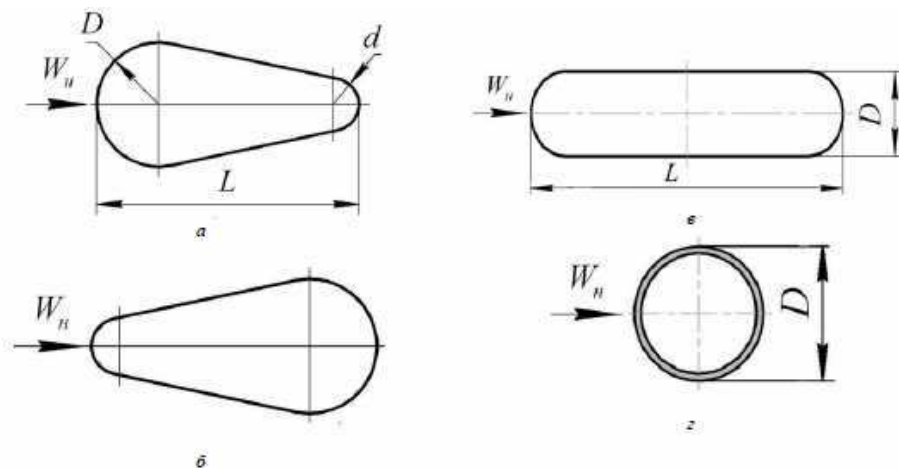


Рисунок 2.4 – Зразки труб: а – „прямий” краплеподібний профіль; б – „зворотній” профіль; в – плоскоовальний; г – круглий профіль

Розробка CFD-моделі включала в себе процес комп’ютерної інтерпретації таких умов однозначності, як геометричні, граничні умови та фізичні властивості об’єкта, що досліджується. Процедура моделювання

передбачала дискретизацію геометричної моделі за допомогою розрахункових сіток, що дозволило представити фізико-математичний опис течії та теплообміну на поверхні труб циліндричного, плоско-овального та краплеподібного профілю, який базується на чисельному вирішенні осереднених за Рейнольдсом рівнянь руху та енергії, замкнених за допомогою додаткових диференціальних рівнянь та емпіричних співвідношень.

З метою максимального наближення до гідродинамічних умов, створених в фізичному експерименті, в обчислювальному змодельований рух повітря під дією розрідження, що виникає в проточній частині аеродинамічної труби в результаті всмоктування вентилятором повітря з лабораторного приміщення.

Розробка розрахункової моделі течії базувалась на побудові геометричної моделі розрахункової області, дискретизації розрахункової області у відповідності з уявленнями про вплив характеристик сітки кінцевих елементів на стійкість і збіжність рішення, завдання граничних умов (рис.2.5).

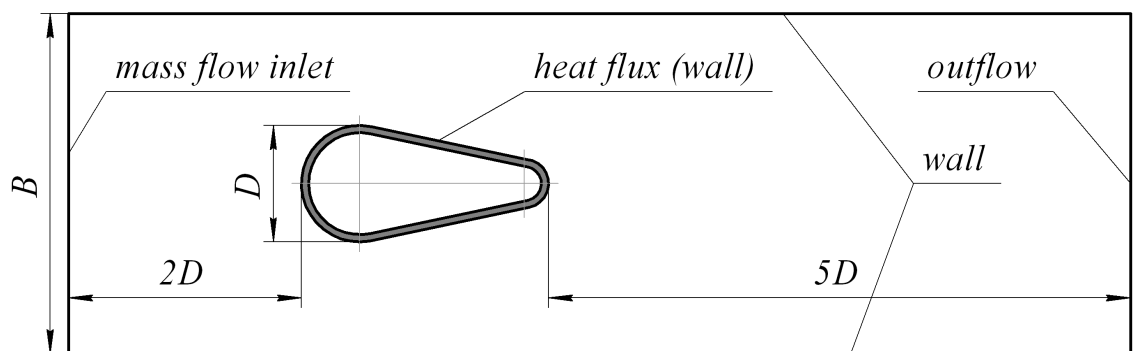


Рисунок 2.5 - Область вирішення задачі та типи умов на границях розрахункової області краплеподібний профіль: $B=70$ мм, $D=24$ мм

Розрахункова область робочої ділянки покривалась нерівномірною, із згущуванням до стінок труби неструктурованою сіткою. Процес побудови розрахункової сітки починається з побудови примежового шару на зовнішній стінці краплеподібної труби з наступними параметрами: First row = 0,1;

Growth factor = 1,05; Rows = 6 (рис.2.6). Також був нарощений примежовий шар на стінках робочої ділянки з параметрами: First row = 0,1; Growth factor = 1,2; Rows = 10 відповідно до процесів, що утворювались при проведенню фізичного експерименту (рис.2.7).

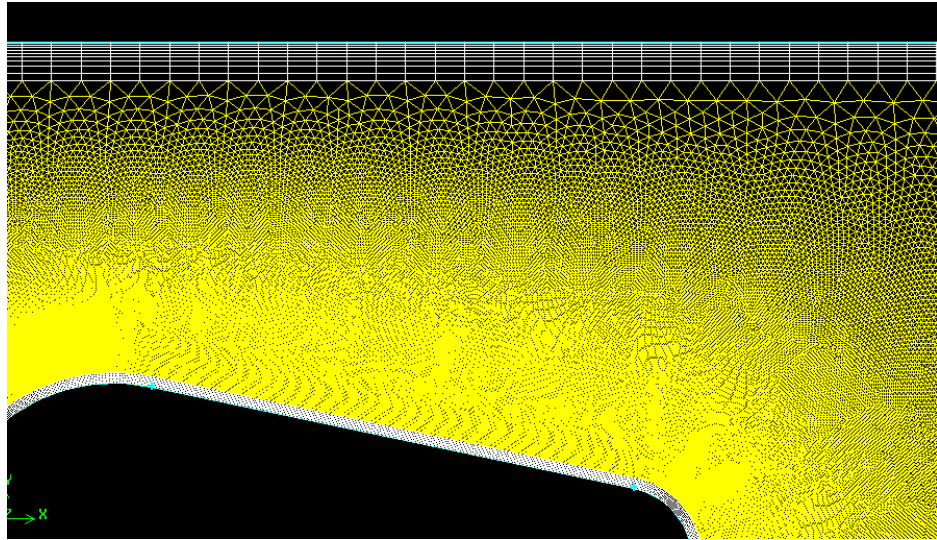


Рисунок 2.6 – Розрахункова сітка для краплеподібного профілю з примежовим шаром нарощеним на поверхні труби та робочій ділянці

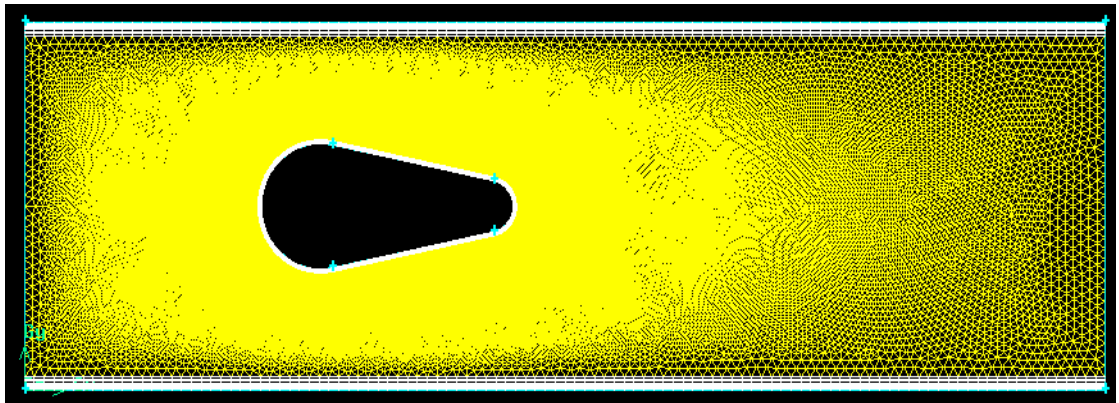


Рисунок 2.7 – Розрахункова сітка для прямого краплеподібного профілю

Оскільки границі розрахункових чарунок не апроксимують дотичні з середовищем поверхні твердих тіл, то для вирішення розрахунковою сіткою відносно невеликих геометричних особливостей цих поверхонь (ділянок

підвищеної криволінійності, виступів, впадин, отворів, поверхонь тонких тіл, оточених робочим середовищем, і т.п.) використовуються процедури відповідного локального подрібнення чарунок сітки біля цих ділянок поверхні перед початком розрахунку. Так, кожна чарунка базової сітки, пересічена поверхнею твердого тіла на границі з текучим середовищем, ділиться на 10 однакових, геометрично їй подібних чарунок меншого розміру (так звані дочірні чарунки). Якщо використаний при побудові сітки критерій подрібнення чарунок незадовільний, то 10 чарунок, що пересічені з цієї поверхнею твердого тіла, тобто являються частковими, в свою чергу, аналогічним чином поділяються на 10 ще більш менших чарунок, і т.д., до досягнення даного критерію подрібнення розміром отриманих чарунок, але не більш, ніж до розміру, в 7 разів меншого базової чарунки.

Для дискретизації диференціальних рівнянь використовувався метод кінцевих об'ємів. Відповідно, саме дискретизація неперервної математичної моделі заключається в тому, що значення фізичних змінних розраховуються (і зберігаються) тільки в центрах розрахункових чарунок, а на границях цих чарунок розраховуються потоки маси, імпульсу, енергії, необхідні для розрахунку цих значень. При цьому просторові похідні апроксимуються за допомогою неявних різницевих операторів другого порядку точності.

Граничні умови задавались наступним чином (рис. 2.5):

1. Вхід повітря в розрахункову область (mass flow inlet):

- масова потік повітря $\rho W_{ж}$, кг/м²с (відповідно до режиму);

- температура повітря ; $T_f = (20+273,15)K$;

- ступінь турбулентності $Tu=1\%$ (попередньо визначалась з експериментальних даних);

- гідравлічний діаметр $D = 64,615$ мм.

2. Вихід повітря з розрахункової області (outflow) – м'які граничні умови.

3. Стінка каналу аеродинамічної труби (wall) – умова „стінка”; температура $T_c = (20+273,15)K$;

4. Внутрішня поверхня труби (heat flux) - умова „стінка”; щільність теплового потоку $q = 8000 \text{ Вт/м}^2$.

Теплофізичні властивості повітря задавались у вигляді поліноміальних функцій температури отриманих в результаті апроксимації табличних даних [12]:

– ρ - густина, кг/м^3

$$\rho(T) = 3.2359 - 9.8034 \cdot 10^{-3} T + 9.821 \cdot 10^{-6} T^2, \quad (2.9)$$

– λ - коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$

$$\lambda(T) = 3.7076 \cdot 10^{-3} + 75.842 \cdot 10^{-6} T, \quad (2.10)$$

– μ - динамічний коефіцієнт в'язкості, $\text{Па} \cdot \text{с}$

$$\mu(T) = 5.7 \cdot 10^{-7} + 69.776 \cdot 10^{-9} T - 33.476 \cdot 10^{-12} T^2. \quad (2.11)$$

Ізобарна теплоємність в дослідному діапазоні температур практично не змінюється і приймалась рівною $C_p = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ [12].

В якості основних керуючих рівнянь, що описують рух і теплообмін текучого середовища, використовується система рівнянь руху та енергії в формі Рейнольдса, котрі описують в нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цього середовища. Окрім того, використовуються додаткові рівняння стану компонентів текучого середовища, а також емпіричні залежності коефіцієнтів в'язкості та теплопровідності цих компонентів від температури. Для замикання вказаної системи рівнянь використовуються рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності та її дисипації в рамках k-w моделі турбулентності Ментера [13,14] та турбулентне число Прандтля Pr_t . Вибір саме такої моделі здійснений на основі положень робіт [15,16], де автори показали, що саме

k-w модель Ментера являється найбільш прийнятною для розрахунку відривних течій.

У процесі обробки результатів числового моделювання визначався середній конвективний α коефіцієнт теплообміну труб краплеподібної форми здійснюється за допомогою програми ANSYS-Fluent.

Аеродинамічний опір дослідної труби визначається як різниця тиску на вході і виході з робочої ділянки. Згадані тиски визначаються за допомогою програми ANSYS-Fluent.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ТА ТЕПЛООБМІНУ

3.1 Результати дослідження конвективного теплообміну труб краплеподібної форми, циліндру та плоскоовальної труби

При дослідженні конвективного теплообміну труб краплеподібної, циліндричної та плоскоовальної форми були проведені експериментальні дослідження та CFD – моделювання в стаціонарному та нестаціонарному режимах, в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_D = (4...25) \cdot 10^3$. Обробка даних наведені у вигляді залежностей $Nu_D = f(Re_D)$ при степеневій функції вигляду

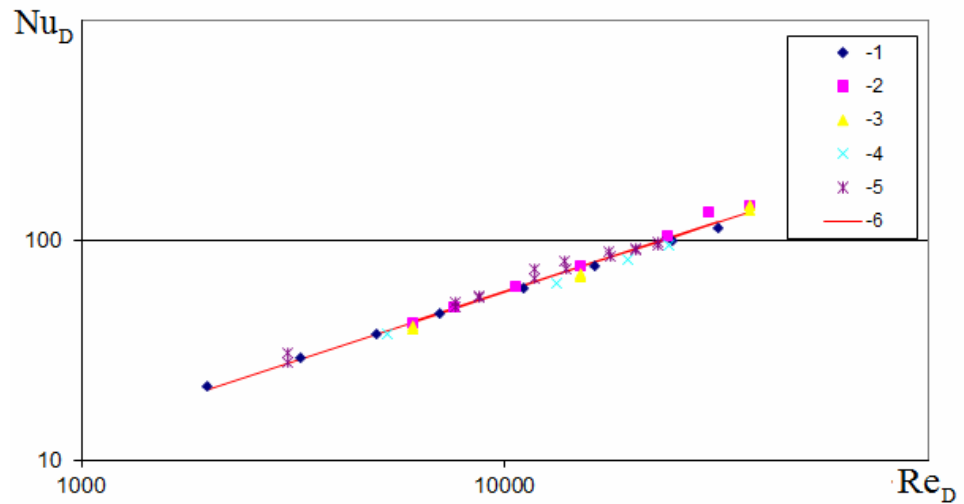
$$Nu_D = C_q \cdot Re_D^m. \quad (3.1)$$

Результати досліджень теплообміну циліндра з міделевим перетином $D_0 = 24$ мм представлені на рис. 3.1. Порівняння даних з результатами для круглих циліндрів $d=16$ мм та $d=20$ мм.

Узагальнена крива залежності $Nu_D = f(Re_D)$ свідчить, що дані між собою корелюються. Математична обробка даних (рис. 3.1) показала, що всі представлені дані описуються степеневою залежністю (3.2)

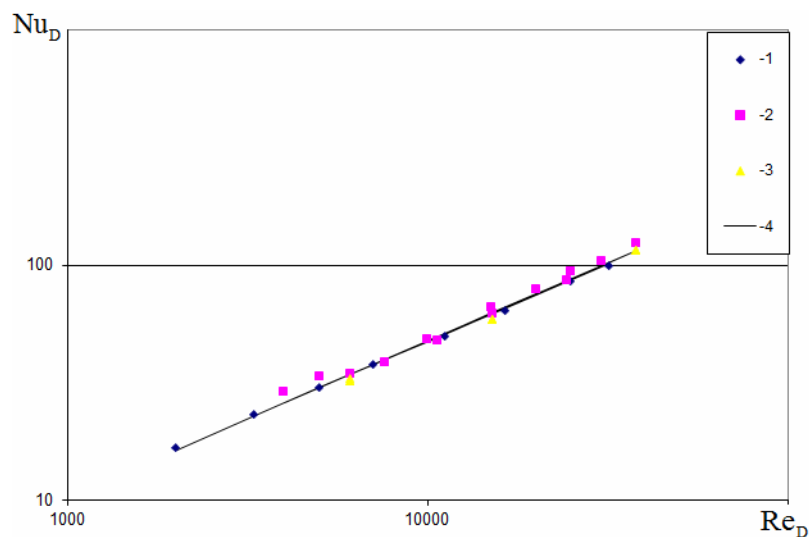
$$Nu = 0,1695 \cdot Re^{0,634} \quad (3.2)$$

Дослідження теплообміну труб краплеподібної форми виконувалися для двох напрямків обтікання. Отримані результати представлені у вигляді залежності $Nu_D = f(Re_D)$ на рис. 3.2 зі сторони більшого діаметру $D = 24$ мм – «прямий профіль».



1-експериментальні дані $D_0 = 24$ мм, 2- CFD- моделювання D_0 при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання D_0 при нестационарному режимі, 4 – циліндр $d = 20$ мм, 5– циліндр $d = 16$ мм, 6 – залежність (3.2)

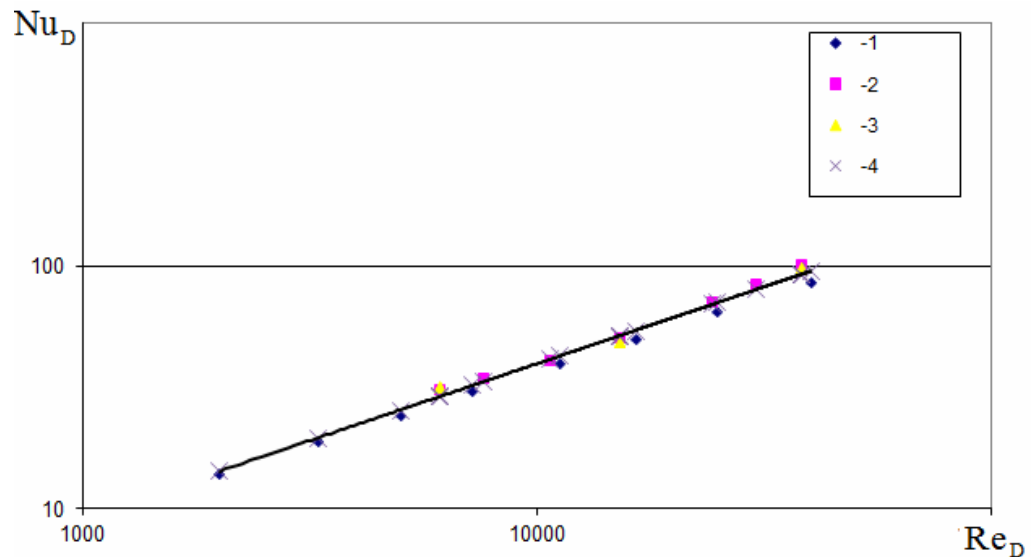
Рисунок 3.1 – Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для циліндрів



1-експериментальні дані, 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання при нестационарному режимі, 4 – залежність (3.3)

Рисунок 3.2 – Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для труби краплеподібної форми «прямого» профілю

На рис. 3.3 зі сторони меншого діаметру $d = 10$ мм – «зворотній профіль» представлені результати у вигляді залежності $Nu_D = f(Re_D)$.



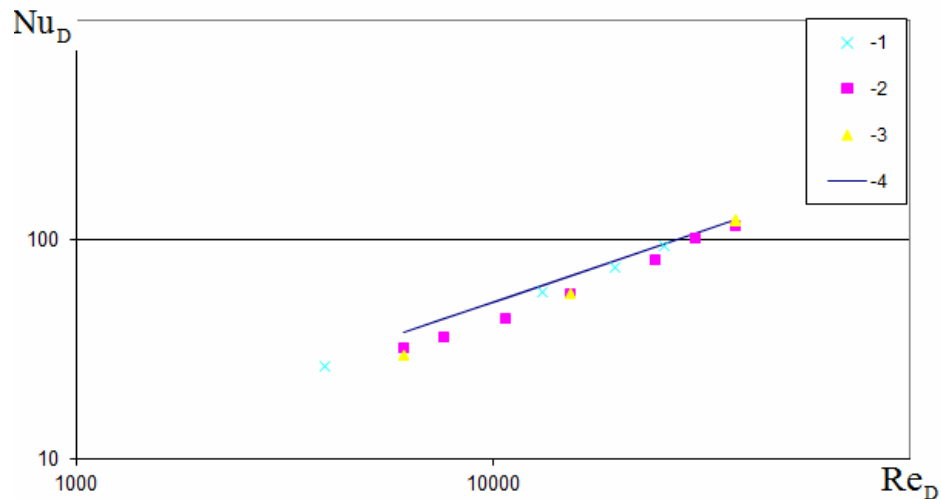
1-експериментальні дані, 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання при нестационарному режимі, 4 – залежність (3.4)
Рисунок 3.3 – Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для труби краплеподібної форми «зворотнього» профілю

Математична обробка даних «прямого» профілю (рис. 3.2) показало, що всі представлені дані описуються степеневою залежністю (3.3), а для «зворотнього» профілю (рис. 3.) степеневою залежністю (3.4).

$$Nu = 0,1066 \cdot Re^{0,6624} ; \quad (3.3)$$

$$Nu = 0,1156 \cdot Re^{0,6333} . \quad (3.4)$$

При дослідженні конвективного теплообміну плоскоовальної труби за допомогою CFD- моделювання виконувалось порівняння отриманих даних з експериментальними даними інших авторів [17]. Зі співставлення результатів (рис. 3.4) видно, що крива залежності $Nu_D = f(Re_D)$ узагальнює дані з інтенсивності теплообміну плоскоовальних труб з похибкою в межах доступних і задовольняє відповідності.



1 - експериментальні дані, 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі,
3 – CFD- моделювання при нестационарному режимі, 4 – залежність (3.5)

Рисунок 3.4 – Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для плоско овальної труби

Математична обробка даних (рис. 3.4) показало, що всі представлені дані описуються степеневою залежністю (3.5)

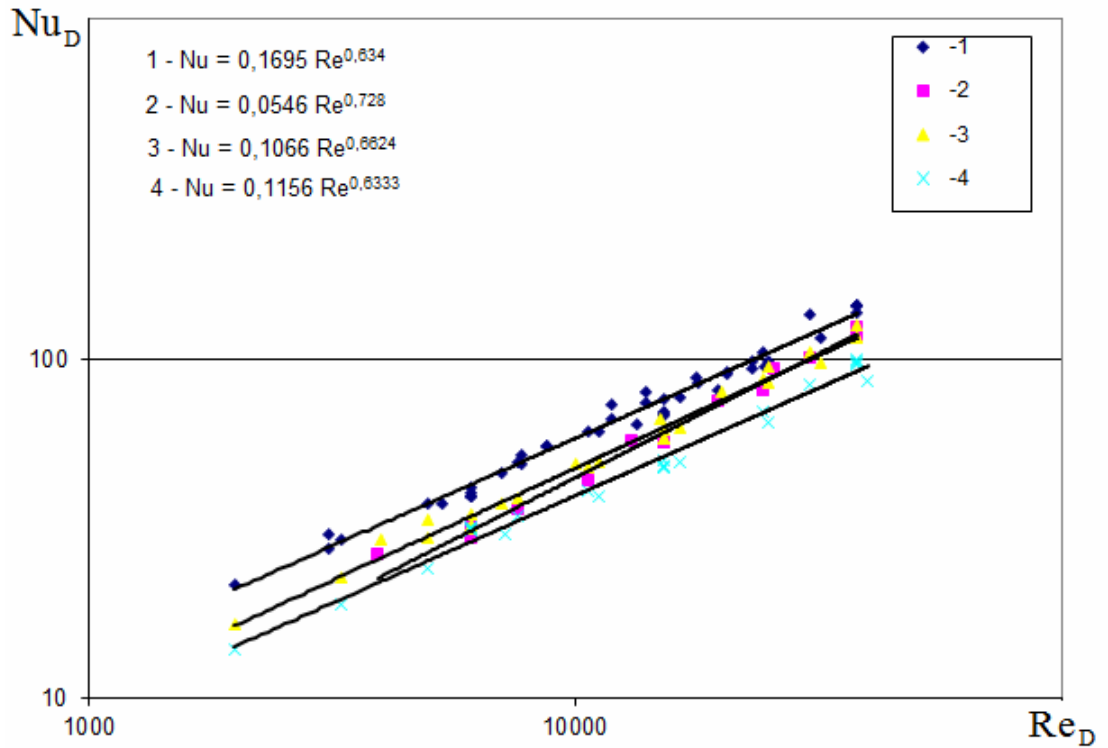
$$Nu = 0,0546 \cdot Re^{0,728} \quad (3.5)$$

Узагальнюючи результати конвективного теплообміну труб краплеподібної, циліндричної та плоскоовальної форм представлені на рис. 3.5

Як свідчать наведені результати, крива залежності $Nu_D = f(Re_D)$ (рис. 3.5) для «прямого профілю» розташовується вище і крутіше, ніж для «зворотного профілю», що свідчить про більш інтенсивний теплообмін циліндра «прямої» краплеподібної форми (показник степені m для «прямої» форми складає 0,647, для «зворотної» - 0,608 в формулі (3.1). Однак, отримані дані свідчать про більш низьку інтенсивність теплообміну у краплеподібних труб в порівнянні з трубою круглого поперечного перерізу.

Можна відмітити зниження інтенсивності тепловіддачі на 30 % для труб «зворотнього» краплеподібного профілю в порівнянні з «прямим». Дослідні точки для плоскоовальної труби розташовуються між «прямим» та

«зворотнім» профілями краплеподібної труби. Найбільшу інтенсивність теплообміну має труба циліндричної форми.



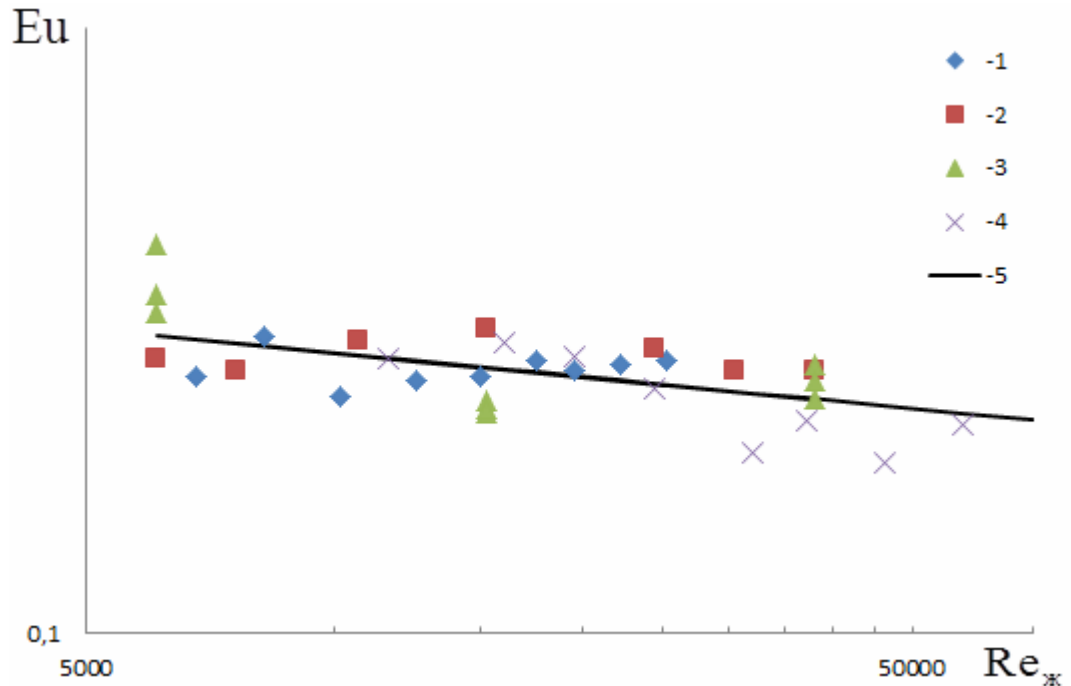
1- циліндр D_0 , 2- плоскоовальна труба, 3 – «прямий» профіль краплеподібної труби, 4 – «зворотній» профіль краплеподібної труби
 Рисунок 3.5 – Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для теплообмінних поверхонь

3.2 Результати дослідження аеродинамічного опору труб краплеподібної, циліндричної та плоскоовальної форми

При дослідженні аеродинамічного опору труб краплеподібного, круглого і плоскоовального профілю в якості критерію було вибрано число Ейлера, що розраховувалось за формулою (2.8). Обробка даних представлені у вигляді залежності $Eu = f(Re_{ж})$. Дослідження аеродинамічного опору проведені в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re_D = (4...25) \cdot 10^3$ для експерименту та CFD- моделювання при стаціонарному та нестаціонарному режимах. Результати дослідження для циліндру D_0 представлені на рис. 3.6,

математична обробка даних яких показало, що всі представлені дані описуються степеневою залежністю (3.6)

$$Eu = 0,2973 \cdot Re^{-0,063} \quad (3.6)$$

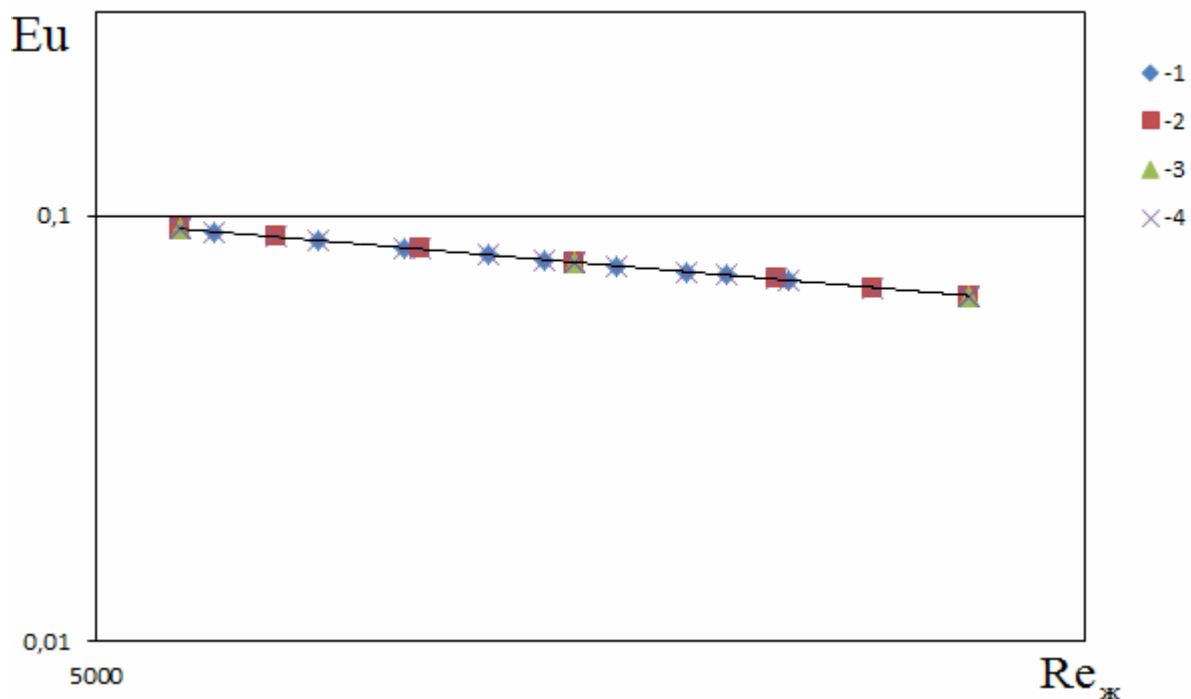


1 - експериментальні дані, 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання при нестационарному режимі, 4 – дані для циліндра $d = 38$ мм; 5-залежність (3.6).

Рисунок 3.6 – Залежність $Eu = f(Re_{ж})$ для циліндра D_0

Аеродинамічний опір «прямого» і «зворотнього» профілю труб каплеподібної форми представлений на рис. 3.7 та 3.8. При обтіканні з боку більшого діаметра аеродинамічний опір таких труб істотно нижче в порівнянні з опором труби каплеподібного профілю при обтіканні з боку малого діаметра і в порівнянні з трубою круглого профілю відповідного діаметру. Вплив орієнтації краплеподібної труби на опір профілю стає відчутним. Математична обробка даних (рис. 3.7) показало, що всі представлені дані описуються степеневою залежністю (3.7)

$$Eu = 0,5182 \cdot Re^{-0,197} \quad (3.7)$$

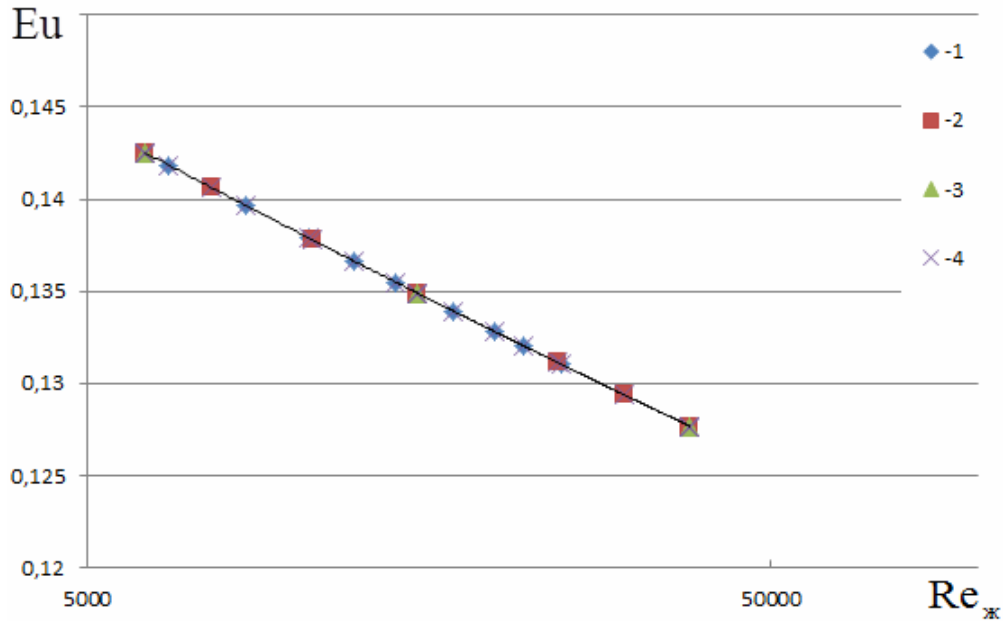


1-експериментальні дані, 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання при нестационарному режимі, 4 – залежність (3.7).

Рисунок 3.7 – Залежність $Eu = f(Re_{ж})$ для краплеподібної труби D

Математична обробка даних (рис. 3.8) показало, що всі представлені дані описуються степеневою залежністю (3.8)

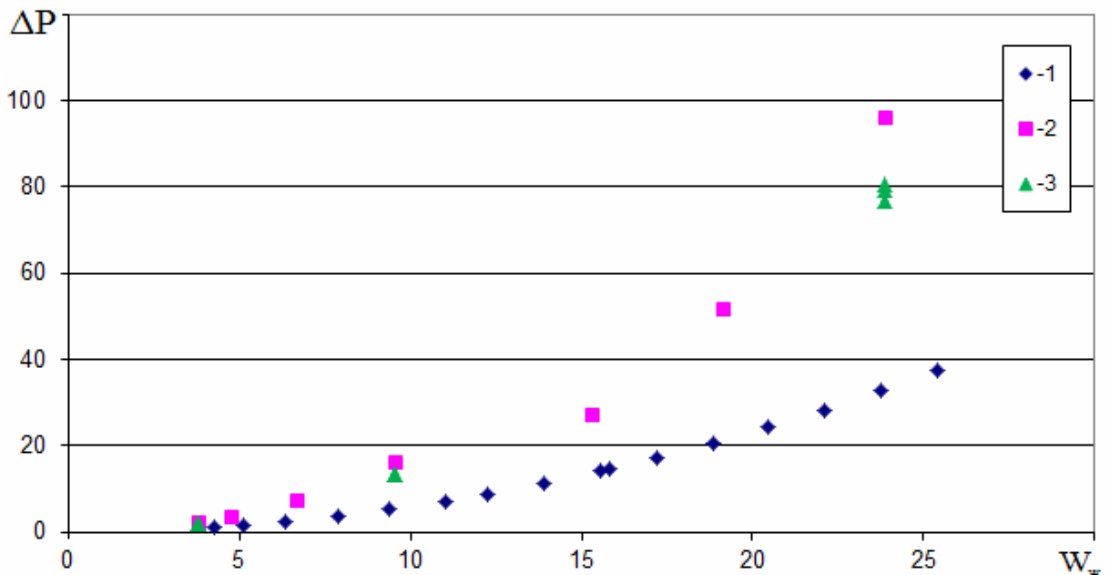
$$Eu = 0,2404 \cdot Re^{-0,06} \quad (3.8)$$



1-експериментальні дані, 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання при нестаціонарному режимі, 4 – залежність (3.8).

Рисунок 3.8 – Залежність $Eu = f(Re_{ж})$ для краплеподібної труби d

Для плоскоовальної труби результати дослідження представлені на рис. 3.9 у вигляді залежності ΔP від $W_{ж}$.

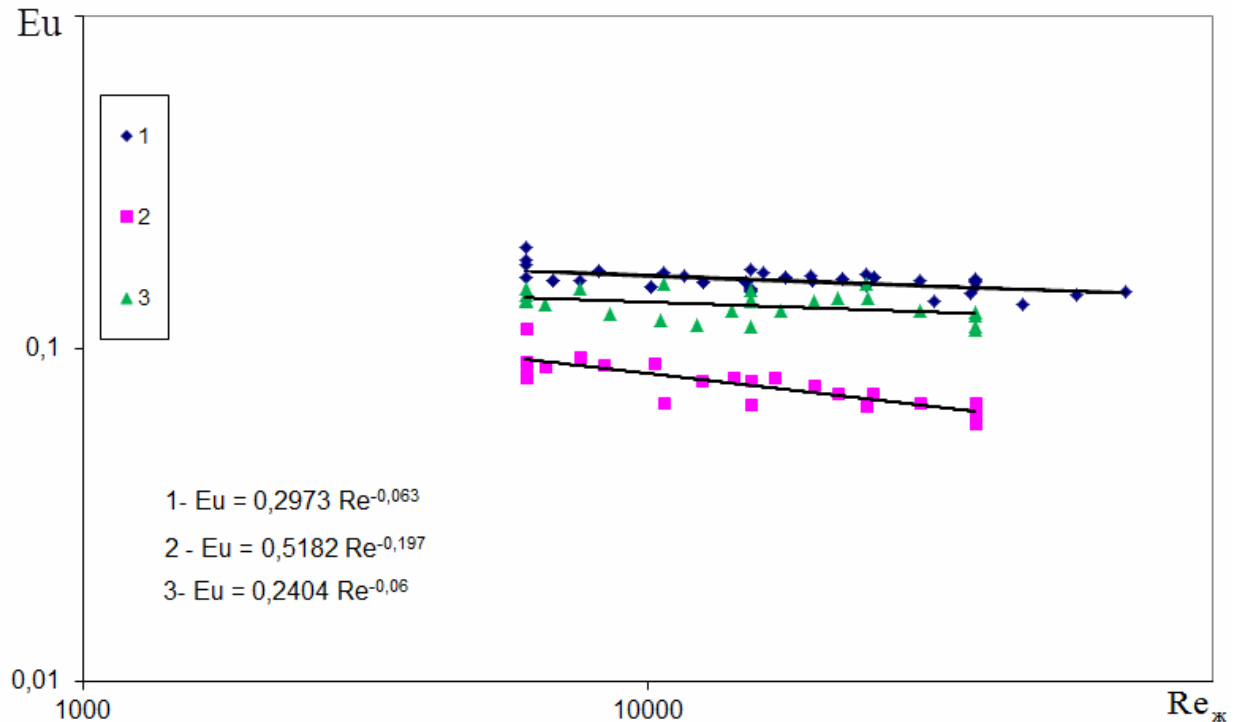


1-експериментальні дані [20], 2- CFD- моделювання при стаціонарному режимі, 3 – CFD- моделювання при нестаціонарному режимі

Рисунок 3.9 – Аеродинамічний опір плоскоовальної труби

Отримані дані мають велику розбіжність і не можуть бути описані степеневою залежністю, тому в подальшому не використовуються.

Результати аеродинамічного опору труб краплеподібної форми були порівнянні з результатами труб циліндричної та плоскоовальної формами (рис. 3.10).



1- циліндр D_0 , 2- «прямий» профіль краплеподібної труби, 3 – «зворотній» профіль краплеподібної труби

Рисунок 3.10 – Залежність $Eu = f(Re)$ для теплообмінних поверхонь

Так як, аеродинамічний опір краплеподібних труб зі сторони «зворотнього» профілю зменшується у порівнянні з трубами циліндричного профілю в 1,3 рази, а при омиванні потоком повітря зі сторони «прямого» профілю опір знижується від 3 до 3,5 разів в залежності від числа Рейнольдса. Тому можна зробити висновок, що труби краплеподібної форми мають найнижчий аеродинамічний коефіцієнт опору у порівнянні з іншими трубами, які розглянуті в цьому розділі.

4 ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРУБ КРАПЛЕПОДІБНОЇ ФОРМИ

В умовах підвищення вартості матеріальних та енергетичних ресурсів актуальності набуває вирішення проблеми енерго- та ресурсозбереження. Важливим напрямком вирішення цієї проблеми є розробка та впровадження нових видів розвинених конвективних поверхонь теплообміну для різного роду теплообмінних апаратів, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю, технологічністю й невисокою вартістю виробництва.

Оцінка і порівняння ефективності труб краплеподібного профілю є досить складним завданням, насамперед, через необхідність враховування великої кількості зв'язаних між собою показників, що характеризують економічну роботу теплообмінного апарату. До таких показників можна віднести: коефіцієнт тепловіддачі і теплопередавання, аеродинамічний опір, компактність, довжину труб, масу, габарити, вартість теплообмінної секції і т.п.

Дослідження показали, що інтенсивність теплообміну труб «прямого» краплеподібного профілю на 30 % вища в порівнянні зі «зворотнім» профілем. Труби як «прямого» так і «зворотнього» профілю мають нижчу інтенсивність теплообміну в порівнянні з круглим циліндром. Водночас, аеродинамічний опір таких труб при $L/D > 1,8$ суттєво нижчий, ніж труб круглого поперечного перетину [18]. Однак, при цьому краплеподібні труби мають більшу теплообмінну поверхню і тому порівняння з круглим циліндром проводились порівнюючи тепловий потік з одного погонного метра труб (або порівнювати їх повний термічний опір).

Об'єктом дослідження є процеси аеродинаміки та теплообміну труби краплеподібної форми, що мала такі геометричні розміри : $h = 60$ мм, $D = 24$ мм, $d = 10$ мм, $L = 51$ мм, $L/D = 2,125$, зовнішній периметр $\Pi = 122,9$ мм

(рис. 4.1). Порівняння проводились з циліндрами з такою самою міделевим перетином $D_0 = 24$ мм та з еквівалентним діаметром $D_e = 39$ мм при поперечному їх обтіканні потоком повітря. Співвідношення площ поверхонь краплеподібної труби і циліндра діаметром D_0 становить 1,63.

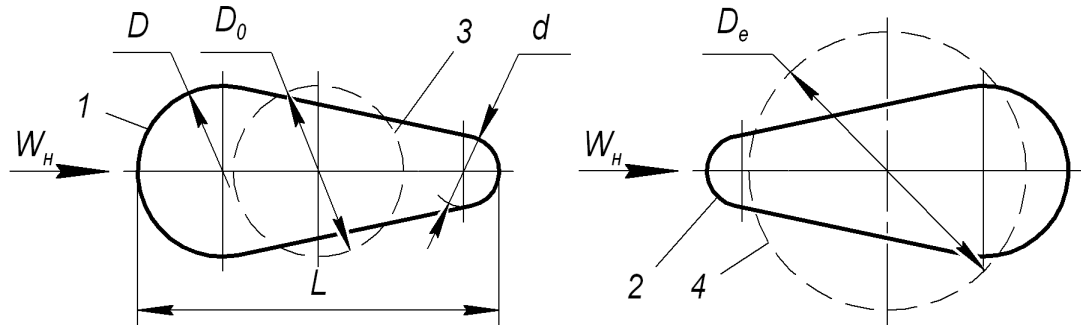


Рисунок 4.1 – Загальний вид і умови обтікання труб

Дослідження показали, що інтенсивність теплообміну труб зі сторони більшого діаметру краплеподібної форми на 25% нижча у порівнянні з круглим циліндром з таким самим міделевим перетином, а зі сторони меншого діаметру на 55%. Водночас, аеродинамічний опір труб краплеподібної форми значно нижчий ніж кругових циліндрів D_0 та D_e . Також враховувалось, що краплеподібні труби у випадку порівняння з циліндром D_0 мають більшу поверхню теплообміну, а порівнюючи з циліндром D_e мають більше захарщення каналу.

Оцінка теплоаеродинамічної ефективності проведена за модифікованим фактором аналогії Рейнольдса – FAR за формулою (4.1), що представляє собою відношення теплових потоків Q/Q_0 відведених від краплеподібної труби і циліндра до їх аеродинамічних опорів $\Delta P/\Delta P_0$

$$FAR = \frac{Q/Q_0}{\Delta P/\Delta P_0} = \left[\frac{Nu(Re)}{Nu_0(Re)} \cdot \frac{\Pi}{\pi \cdot d_0} \cdot \left[\frac{Eu(Re)}{Eu_0(Re)} \right]^{-1} \right], \quad (4.1)$$

де Nu , Eu , Nu_0 , Eu_0 – числа Нуссельта і Ейлера для поверхонь, що розглядаються та еталонної поверхні (труба круглої форми) відповідно. Такий підхід дозволяє визначити співвідношення між інтенсивністю теплообміну і опором для тієї або іншої поверхні в порівнянні з еталонною, а також обрати найбільш вдосконалену з них при умові $Eu/ Eu_0 < 1$, а $FAR > 1$. Перевагою даного методу є простота і наочність відображення величини теплоаеродинамічної ефективності одночасно для всіх порівнюваних поверхонь у широкому діапазоні зміни потужності на прокачування теплоносія крізь них.

Умовами порівняння оцінки теплоаеродинамічної ефективності труб краплеподібної форми виконувалось для трьох випадків:

- число Рейнольдса ($Re_{жд} = \text{const}$) в живому перетині каналу, що розраховувався за формулою (4.2)

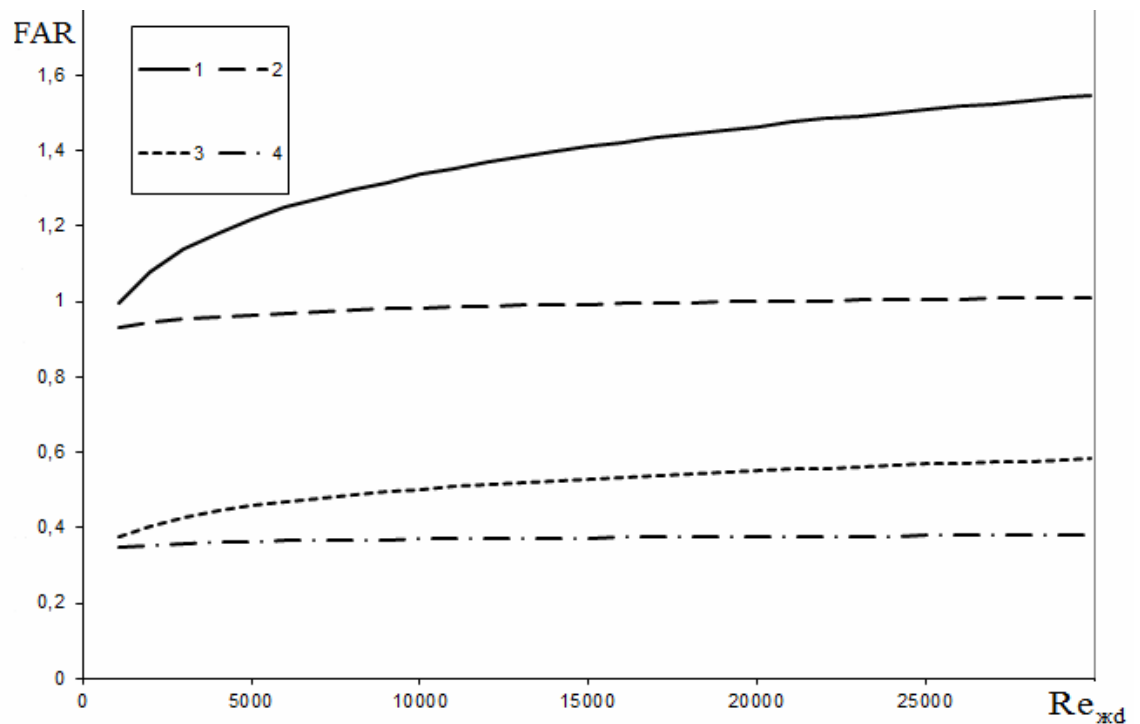
$$Re_{жд} = \frac{W_{ж} \cdot d}{\nu}, \quad (4.2)$$

де, $W_{ж}$ – швидкість потоку повітря в живому перетині каналу, м/с;

d – діаметр труби, м;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

Результати дослідження представлені у вигляді залежності $FAR = f(Re_{жд})$ на рис.4.2. Результати показують, що при омиванні «зворотнього» профілю краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 FAR приймає значення порядку 1, при цьому монотонно незначно збільшується зі збільшенням $Re_{жд}$. Найвище значення FAR приймає при омиванні «прямого» профілю краплеподібної труби у порівнянні з D_0 фактор аналогії Рейнольдса змінює значення від 1 до 1,5. При омиванні «прямого» та «зворотнього» профілів у порівнянні з еквівалентним циліндром D_e FAR змінює значення від 0,3 до 0,5 при цьому не змінюючись зі збільшенням числа Рейнольдса.



1- «прямий» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 ; 2- «зворотній» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 ; 3- «прямий» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_e ; 4 - «зворотній» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_e

Рисунок 4.2 – Аеродинамічна ефективність труб краплеподібної форми при умові $Re_{жд} = \text{const}$

- число Рейнольдса ($Re_0 = \text{const}$) в набігаючому потоці, що розраховувався за формулою (4.2)

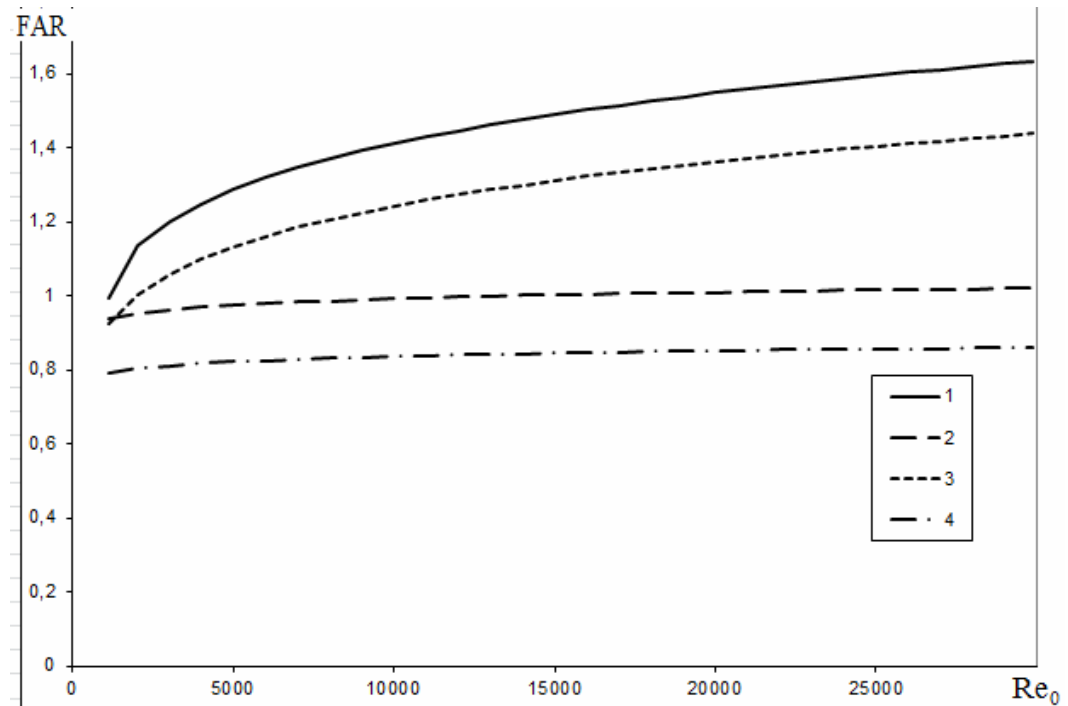
$$Re_0 = \frac{W_0 \cdot d}{\nu}, \quad (4.2)$$

де, W_0 – набігаюча швидкість потоку повітря в каналі, м/с;

d – діаметр труби, м;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

Результати дослідження представлені у вигляді залежності $FAR = f(Re_0)$ на рис.4.3.



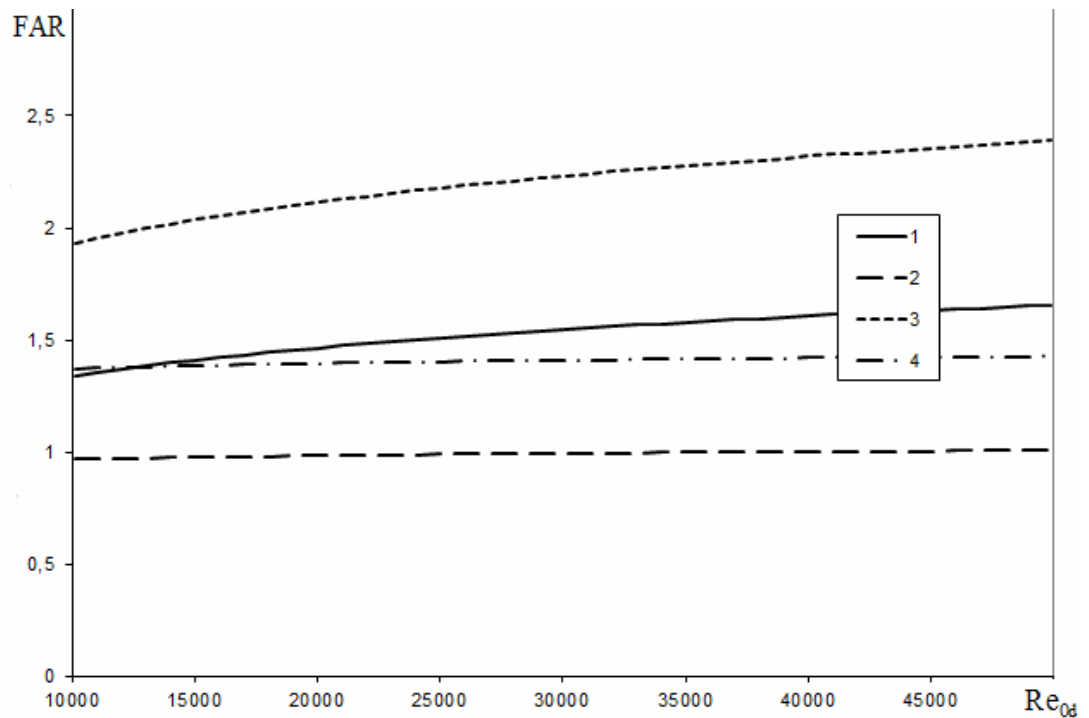
1- «прямий» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 ; 2- «зворотній» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 ; 3- «прямий» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_e ; 4 - «зворотній» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_e

Рисунок 4.3 – Аеродинамічна ефективність труб краплеподібної форми при умові $Re_0 = \text{const}$

Результати показують, що при омиванні «зворотнього» профілю краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 FAR приймає значення порядку 1, при цьому збільшується зі збільшенням Re_0 . Найвище значення FAR приймає при омиванні «прямого» профілю краплеподібної труби у порівнянні з D_0 фактор аналогії Рейнольдса змінює значення від 1 до 1,5. При омиванні «прямого» та «зворотнього» профілів у порівнянні з еквівалентним циліндром D_e FAR змінює значення від 0,8 до 1 при цьому монотонно збільшуються зі збільшенням числа Рейнольдса.

- число Рейнольдса ($Re_{0d} = \text{const}$) в еквівалентному діаметрі каналу, що відповідає умовам $G = \text{const}$, $W_0 = \text{const}$.

Результати дослідження представлені у вигляді залежності $FAR = f(Re_{0d})$ на рис.4.4.



1- «прямий» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 ; 2- «зворотній» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_0 ; 3- «прямий» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_e ; 4 - «зворотній» профіль краплеподібної труби у порівнянні з циліндром D_e

Рисунок 4.4 – Аеродинамічна ефективність труб краплеподібної форми при умові $Re_{0d} = \text{const}$

Результати показують, що найвище значення FAR приймає при омиванні «прямого» профілю краплеподібної труби у порівнянні з D_e фактор аналогії Рейнольдса змінює значення від 1,9, при цьому збільшується зі збільшенням Re_{0d} . При омиванні «прямого» профілю краплеподібної труби у

порівнянні з циліндром D_0 FAR приймає значення порядку 1,4 при цьому також збільшується зі збільшенням Re_{0d} . При омиванні «зворотнього» профілів у порівнянні з еквівалентним циліндром D_e FAR змінює значення 1 при цьому монотонно незначно збільшуються зі збільшенням числа Рейнольдса.

5 РОЗРОБКА СТАРТАП ПРОЕКТУ

5.1 Опис розділу

Розділ магістерських дисертацій «Розроблення стартап-проекту» присвячено реалізації першого етапу розроблення стартап-проекту, а саме висвітленню маркетингових аспектів створення стартапу: відбору ідей, створенню концепції продукту, визначенню перспектив ринкової реалізації проекту та розробленню маркетингової стратегії. Розділ є завершальною частиною магістерської дисертації і виконується у вигляді оцінювання можливостей та формування заходів із ринкового впровадження інноваційних пропозицій магістранта.

Метою розділу є оцінювання ринкових перспектив і можливостей комерціалізації основних науково-технічних розробок, сформованих у попередній частині магістерської дисертації у вигляді розроблення концепції стартап-проекту в умовах висококонкурентної ринкової економіки.

Завдання розділу полягає в маркетинговому аналізі перспектив реалізації запропонованих науково-технічних рішень та пропозицій, оцінювання можливостей їх ринкового впровадження. Канва бізнес-моделі проекту (таб. 5.1) включає в себе:

- ключові партнери;
- ключові види діяльності;
- ключові ресурси;
- цінні пропозиції;
- взаємовідносини зі споживачами;
- канали збуту;
- споживчі сегменти;
- структура витрат;
- потоки надходження доходів.

5.2 Канва бізнес-моделі проекту

Таблиця 5.1 – Канва бізнес-моделі проекту

КЛЮЧОВІ ПАРТНЕРИ Компанія НАЕК «Енергетик»	КЛЮЧОВІ ВИДИ ДІЯЛЬНОСТІ Дослідження аеродинамічного опору та теплообміну труб краплеподібної форми	ЦІННІСНІ ПРОПОЗИЦІЇ Даний проект дозволяє знизити аеродинамічний опір та підвищити теплообмін альтернативної поверхні труб в теплообмінних апаратах	ВЗАЄМОВІДНОСИНИ ЗІ СПОЖИВАЧАМИ В даній бізнес моделі передбачений тип взаємовідносин зі споживачами – персональна підтримка. Він заснований на особистих контактах, споживач може звертатись безпосередньо до виробника та отримувати від нього допомогу в процесі монтування та обслуговування системи.	СПОЖИВЧІ СЕГМЕНТИ Головний споживач – ПТВМ-30 м.Вишневе Київської області
	КЛЮЧОВІ РЕСУРСИ Ключовими ресурсами, потрібними для ціннісних пропозицій є висококваліфіковані спеціалісти, база знань і досвіду експлуатації, персонал (постачальників та партнерів), фінансові ресурси.		КАНАЛИ ЗБУТУ Для взаємодії зі споживачами та донесення до них ціннісних позицій бізнес-моделі проводиться конкурс із закупівель на ПТВМ-30 м.Вишневе Київської області	
СТРУКТУРА ВИТРАТ Бізнес-модель передбачає витрати на внесення змін в алгоритм роботи теплообмінних апаратів			ПОТОКИ НАДХОДЖЕННЯ ДОХОДІВ Привабливість проекту полягає у підвищенні показників теплообміну для зниження габаритності теплообмінних апаратів	

5.3 Ключові види діяльності проекту

5.3.1 Вид проекту за характером інновації

Даний проект за характером інновації є вдосконалення наявної технології. Модернізація призначена для покращення та введення нових альтернативних поверхонь теплообміну. Проектом модернізації передбачено можливість використання труб краплеподібної форми у теплообмінних апаратах або економайзерах.

5.3.2 Спрямованість проекту

Проект спрямований на підвищення показників роботи теплообмінних апаратів з використанням труб краплеподібної форми, які мають вищі показники, а ніж відомі поверхні, які використовуються на даний момент.

5.3.3 Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї

Дана модифікація спрямована на визначення впливу геометричних і режимних параметрів на аеродинамічний опір і теплообмін труб краплеподібної форми.

5.3.4 Основні бізнес-процеси проекту

Визначено основні бізнес-процеси, реалізації яких потребує проект (табл. 5.2)

5.4 Мета проекту

Даний проект дозволяє знизити аеродинамічний опір та підвищити теплообмін альтернативної поверхні труб в теплообмінних апаратах.

Таблиця 5.2 – Основні бізнес-процеси проекту

Група процесів	Бізнес-процес	Ступінь опрацювання бізнес-процесу	
		є реалізованим	буде реалізованим
Розробка продукції	розробка та конструювання продукції	+	
	розробка і конструювання процесу	+	
	технологічна підготовка виробництва		+
Вимоги споживачів	дослідження розвитку ринку	+	
	організація маркетингу і продажів		+
	тендерне розміщення замовлень		+
Виконання замовлень	забезпечення і матеріально-технічний збут	+	
	планування і управління виробництвом	+	
	виробництво продукції	+	
	розподіл продукції і логістика		+
Обслуговування споживача	післяпродажне обслуговування		+
	повернення продукції		+

5.5 Ціннісні пропозиції та споживачі

Труби краплеподібного профілю можуть бути альтернативою круглим трубам, які традиційно використовуються в якості елементів теплообмінних поверхонь рекуперативних апаратів.

5.5.1 Характер формування споживчої цінності проекту

Споживча цінність проекту передбачає:

- покращення задоволення існуючих потреб (підвищення кількості систем, які зможуть виконувати функції і призначення теплообмінних апаратів);
- здешевлення задоволення існуючих потреб (проведення робіт власними кадрами дозволяє значно зменшити вартість модифікації).

5.5.2 Зміст ідеї проекту

Споживчі сегменти – нішовий ринок (промисловий).

Аналіз ідеї проекту, можливі напрямки застосування, цінність, що може отримати споживач технології подані в таблиці 2.3.

Таблиця 5.3 – Зміст ідеї проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Сегменти споживачів	Цінність для споживачів
Дослідження аеродинаміки та теплообміну труб краплеподібної форми	Рекуперативні теплообмінні апарати	Нішевий ринок: ПТВМ-30 г.Вишневе Київської області	Підвищення безпеки експлуатації АЕС

5.5.3 Технологічний аудит ідеї проекту

Проведемо аудит технології, за допомогою якої можна реалізувати ідею проекту (табл. 2.4)

Таблиця 5.4 – Технологічний аудит ідеї проекту

Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
Забезпечення роботи системи продувки-підживлення першого контуру	Внесення змін в алгоритм роботи ТЗіБ	Технологія нова	Альтернатива круглим трубам

5.5.4 SWOT-аналіз проекту

Проаналізуємо можливості впровадження проекту на основі складання матриці SWOT-аналізу – матриці, де ідентифікуються сильні (Strength) та слабкі (Weak) сторони, загрози (Troubles) та можливості (Opportunities) проекту (табл. 2.5).

Таблиця 5.5 – SWOT-аналіз проекту

<p>Сильні сторони (S):</p> <ul style="list-style-type: none"> – немає конкурентів; – простота монтування; – простота обслуговування; – довгий термін експлуатації. 	<p>Слабкі сторони (W):</p> <ul style="list-style-type: none"> – висока вартість; – складність виготовлення; – обмеженість у використанні.
<p>Можливості (O):</p> <ul style="list-style-type: none"> – можливе застосування в рекуперативних теплообмінних апаратах 	<p>Загрози (T):</p> <ul style="list-style-type: none"> – низькокваліфіковані кадри; – можливе пошкодження ресурсів під час внесення змін в роботу системи

5.6 Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Визначено потенційні сегменти споживачів, їх характеристики, сформовано орієнтовний перелік вимог до продукції та її виробника (табл. 2.6)

Таблиця 5.6 – Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Сегмент споживачів	Особливості поведінки	Вимоги споживачів	Канали збуту
ПТВМ-30 м.Вишневе Київської області	Купівля системи відбувається через планові закупівлі. Система транспортується і монтується спеціалістами. Експлуатація не потребує втручання спеціалістів	До продукції: - висока стійкість до високих температур; - висока якість матеріалів для виготовлення ресурсів. До компанії-постачальника: - своєчасність виконання робіт; - швидке та якісне внесення змін; - обслуговування системи.	Тендера на проведення робіт для ПТВМ-30 м.Вишневе Київської області

5.7 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту

5.7.1 Визначення ціни

Експертним методом визначається ціна продукції з огляду на ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також рівень доходів цільової групи споживачів (табл. 5.7).

Таблиця 5.7 – Визначення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
-	-	Державний ВВП	Верхня межа: 9 тис. грн. за одиницю Нижня межа: 6 тис. грн. за одиницю	8 тис. грн. за одиницю

5.7.2 Визначення обсягу виробництва продукції

Обсяги виробництва продукції на період 2018 – 2022 роки наведено в таблиці 5.8

Таблиця 5.8 – Обсяги виробництва продукції

Показник	Значення по роках, тис. грн.				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальна потреба в продукції	20	25	30	35	40
Ціна одиниці продукції (тис. грн.)	8	8	9	9	10
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	160	200	270	315	400

5.7.3 Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

Визначимо першочергові витрати, необхідні для запуску проекту – ті, що передують основній діяльності та мають бути понесені для її реалізації (табл. 5.9).

Таблиця 5.9 – Загальні початкові інвестиційні витрати

№	Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
1	Проведення досліджень	2 місяці	25
2	Розробка або придбання технології	1 місяць	5
3	Придбання устаткування	1 місяць	10
4	Організація діяльності та запуск проекту	3 місяці	25
5	Витрати на управління	2 місяці	10
6	Початкові виробничі витрати	2 місяці	10
7	Інші витрати	1 місяць	5
Разом		12 місяців	90

5.7.4 Розрахунок виробничих витрат

Визначимо витрати, необхідні для реалізації поточної діяльності за проектом (табл. 5.10).

Таблиця 5.10 – Виробничі витрати

№ з/п	Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
		2018	2019	2020	2021	2022
1	Загальногосподарські витрати	15	30	30	30	30
1.1	витрати на оренду та утримання приміщень, обладнання	0	0	0	0	0
1.2	комунальні витрати	10	20	20	25	25
1.3	витрати на збут, просування та рекламу	5	10	10	5	5
2	Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі, сировина)	54	55	57	59	61
3	Витрати на оплату праці	30	35	40	40	45
Разом:		99	120	127	129	136

5.7.5 Розрахунок загальних витрат на реалізацію проекту по роках

Проведемо розрахунок загальних витрат на реалізацію проекту на період з 2018 по 2022 роки (табл. 5.11).

Таблиця 5.11 – Загальні витрати на реалізацію проекту по роках

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Інвестиційні витрати	100	40	30	20	15	205
Виробничі витрати	99	120	127	129	136	611
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	199	160	162	149	151	821
– - власних коштів	0	160	162	149	151	622
– - кредиту	0	0	0	0	0	0
– - коштів інвестора	199	0	0	0	0	199

5.8 План робіт та партнери проекту

На основі визначених основних бізнес-процесів та інших характеристик проекту визначимо виконавців процесів (партнерів) та результат, який має бути отримано (табл. 5.12).

Можна виділити чотири типи партнерських відносин: співробітництво між неконкуруючими компаніями; партнерство між конкурентами; спільні підприємства для запуску проектів; відносини виробника з постачальниками, підрядниками та виконавцями певних видів робіт.

Таблиця 5.12 – План робіт та партнери проекту

№	Бізнес-процес проекту	Термін виконання початок – закінчення (місяць, рік)	Виконавець, співвиконавці	Результат
1	Технологічна підготовка виробництва	01.18 – 03.18	Виробничий відділ	Створення виробничого плану
2	Організація маркетингу і продажів	03.18 – 04.18	Відділ маркетингу та продажів	Проведення рекламних компаній
3	Тендерне розміщення замовлень	04.18 – 05.18	Відділ продажів	Пошук компаній-споживачів
4	Розподіл продукції і логістика	05.18 – 07.19	Відділ логістики	Доставка товару до споживача
5	Післяпродажне обслуговування	07.19 – 11.19	Відділ технічної підтримки	Технічна підтримка
6	Повернення продукції	11.19 – 12.19	Фінансовий відділ	Заміна браку

5.9 Грошовий потік та економічна оцінка проекту

5.9.1 Визначення точки безбитковості проекту

Точка безбитковості відображає обсяг виробництва інноваційної продукції, при досягненні якого виручка від реалізації покриває сумарні витрати на її виробництво. Розрахунок точки безбитковості для 2019 року проводиться за формулою (5.1):

$$T_6 = C / (p - V) = 15 + 30 / (8 - 54/20) = 8,5 \approx 9, \quad (5.1)$$

де C – постійні витрати на весь обсяг продукції (ті, які не залежать від обсягу виробництва продукції – загальногосподарські витрати та витрати на оплату праці;

P – ціна одиниці продукції;

V – змінні витрати на одиницю продукції.

5.9.2 Формування грошового потоку від реалізації проекту

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проекту та інвестиціями в проект.

Розрахунок чистого дисконтованого доходу наведений в таблиці 5.13

Таблиця 5.13 – Формування грошового потоку від реалізації проекту

№	Показник	Значення по роках					Разом
		2018	2019	2020	2021	2022	
1	Надходження від проекту (виручка від реалізації продукції, послуг) (D)	160	200	270	315	400	1345
2	Загальні витрати (I)	199	160	162	149	151	821
3	Грошовий потік ($3 = 1 - 2$) (CF)	-39	40	108	166	249	524 (NPV)
4	Акумуляований грошовий потік (ACF)	-39	1	109	275	524 (NPV)	-

Оскільки $NPV > 0$ протягом розрахункового періоду – інноваційний проект доцільно прийняти.

5.9.3 Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в проект

Індекс рентабельності інвестицій в проект (ROI, Return On Investment) характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних

витрат і обчислюється за формулою (5.2), коли інвестиція здійснюється багато разів:

$$ROI = \sum_T D_t / \sum_T I_t = 1345/821=1.64, \quad (5.2)$$

де D_t – надходження у відповідному періоді;

I_t – інвестиція у відповідному періоді.

Показник $ROI > 1$, отже інноваційний проект доцільно прийняти. Даний критерій ROI використовують при виборі певного проекту із декількох альтернативних, у яких NPV приблизно однакові.

5.9.4 Період окупності інвестицій

Період окупності інвестицій ($T_{ок}$) – це розрахунковий термін від початку реалізації проекту, починаючи з якої акумульований грошовий потік (ACF) приймає стійке позитивне значення. Іншими словами, це – період (вимірюваний в місяцях, кварталах або роках), починаючи з якого первинні вкладення і інші витрати, пов'язані з інвестиційним проектом, покриваються сумарними результатами його здійснення.

Термін окупності розраховується за формулою (5.3):

$$T_{ок} = t + \frac{|ACF_{t-}|}{|ACF_{t-}| + |ACF_{t+}|} = 12 + 39 / (39 + 40) = 12,49 \quad (5.3)$$

де t – останній періоду реалізації проекту, при якому акумульований грошовий потік (різниця накопиченого доходу і витрат) приймає від'ємне значення;

Отже, на 13-му місяці після початку реалізації проект повністю окупить себе.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та інших обов'язкових для виконання підприємствами (організаціями) і їх посадовими особами підприємств, які направлені для забезпечення прав робітників і службовців на здоров'я і безпеку умов праці. Право на здоров'я і безпечні умови праці є одним із основних трудових прав робочих і службовців, які затверджені в законодавчому порядку.

Створення та експлуатація автоматизованого стенда дослідження з каплеподібними трубами (КПТ) передбачає використання ПЕОМ, електричних вимірювальних приладів, нагрівачів і самих КПТ.

Основна увага в цьому розділі приділена питанню:

- технічні рішення та організаційні заходи з безпеки гігієни праці та виробничої санітарії, а також визначенні основні заходи з БНС.

6.1. Технічні рішення та організаційні заходи з безпечної експлуатації стенда при виконанні науково-дослідної роботи

6.1.1. Характеристика, розташування, компонування стенду

Для зручності використання приладів у стенді був змонтований каркас з поличками і нішею для проводів. Поруч з ним розташований монтажний столик, на якому проводиться збірка і випробування.

Стенд за Стенд знаходиться в приміщенні з наступними характеристиками: довжина 5 м, ширина 3 м, загальна площа 15 м²; висота 3 м; об'єм приміщення 45 м³; кількість робочих місць 2. Стенд має габарити: довжина 2 м; ширина 0,7 м; висота 1,5 м. Стенд характеризується високими температурами поверхонь (зокрема нагрівачів), що контактують з відкритим простором, оточуючим стенд. Для живлення приладів (вольтметр В7-34,

комутатор Ф2101 / 1, ПЕОМ) і нагрівачів (С-0,9) стенду використовується напруга 220 В.

6.1.2. Захист від високих температур поверхонь

У проекті використовуються нагрівачі (як джерела теплоти) і теплові труби, дотик до неізольованих корпусу яких призводить до опіків. Технічне рішення відповідає ДБН В.2.6-31:2006: всі високотемпературне теплообмінне обладнання поміщається на огорожений металевою сіткою монтажний столик. Поверхні нагрівачів ізолюються скловолокном і фольгою для зменшення втрат тепла й зменшення температур поверхонь, що контактують з навколишнім простором. Щоб уникнути травматизму під час проведення експериментів обмежується доступ осіб у стендове приміщення.

6.1.3. Електробезпека

Величина напруги мережі становить 220 В. Електромережа, чотирьох провідна, трифазна з заземленою нейтралю та зануленням. За небезпеки електротравматизму приміщення відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою електротравматизму.

Технічні рішення щодо запобігання електротравматизму при нормальних режимах роботи електроустановок відповідають вимогам ПТЕ. Проектом передбачено застосування прихованої проводки, забезпечення недоступності струмоведучих частин, що знаходяться під напругою, від випадкового дотику шляхом огороження зони приміщення, в якій знаходиться джерело живлення і регулятор напруги, металевою сіткою. Струмopідвідні шини нагрівачів робочого ділянки, що знаходяться під напругою, розташовані на монтажному столику, огорожені та ізольовані від корпусу стенду. Вибір ізоляції здійснювався з розрахунку 1 кОм на 1В напруги. Контур ізолюється від робочої

ділянки ізоляцією не менше 10 кОм. Струмopідвідні шини ізолювані від підлоги ізолятором з опором не менше 220 кОм.

Технічні рішення при аварійному режимі роботи електроустановок: зануленню підлягають металеві струмоведучі частини обладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою і до яких можливо дотик людей - це монтажний столик, контур стенду, джерело живлення нагрівачів, регулятор напруги, що входять до складу стенда.

6.1.3.1 Перевірочний розрахунок захисного заземлення

Для попередження поразки електричним струмом, при ушкодженні електроізоляції, застосовується захисне заземлення установки. Її корпус і розподільний щит з'єднуються з виносним заземлюючим пристроєм. Тому що для електроустаткування, що знаходиться в будівлі факультету використовується один заземлюючий пристрій, а загальна потужність електроустановок становить більше 100 кВт, припустимий опір заземлення розтіканню струму $R_d < 4 \text{ Ом}$.

Використовується заземлюючий пристрій, виготовлений зі сталевого кутника, що розраховується за умовою:

$$R_s \leq R_d = 4 \text{ Ом} \quad (6.1)$$

Опір одного кутникового заземлення, вертикально встановленого в ґрунті:

$$R_s = \frac{\rho}{2\pi L} \left(\ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \text{Ln} \left(\frac{4t+1}{4t-1} \right) \right) \quad (6.2)$$

де ρ - питоме опір «землі», Ом/м.

$$\rho = \rho_{\text{вим}} \cdot \psi, \quad (6.3)$$

$\rho_{\text{вим}}$ - питомий опір «землі», у якій розташовується заземник (вимірюється).

Для глини $\rho_{\text{изм}}=40-50$ Ом/м, приймаємо 70 Ом/м.

ψ - коефіцієнт сезонності, для IV кліматичної зони, для вертикальних електродів з довжиною $l=2-3$ м на глибині 0,5-0,8 м

$\psi=1,4-1,6$, приймаємо 1,5

l - довжина заземника, $l=3$ м.

t - глибина закладки заземника, дорівнює відстані від поверхні "землі" до середини заземника, $t=2,7$ м.

$d=d_{\text{эф}}=0,95b$ - для кутникового заземника, де b - ширина полки заземника.

$b=60$ мм, тоді $d_{\text{эф}}=0,95 \cdot 0,06=0,057$ м

Опір одинарного заземлення:

$$R_3 = \frac{70 \cdot 1,5}{2\pi \cdot 3} \left[\ln \frac{2 \cdot 3}{0,057} + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4 \cdot 2,7 + 1}{4 \cdot 2,7 - 1} \right) \right] = 26,5 \text{ Ом} \quad (6.4)$$

Отримане $R_3 > R_d$, тому застосовуємо ґрунтове заземлення з декількох кутників.

Приймаємо число кутників рівним 6. Між собою вони з'єднуються смугою шириною $b=60$ мм. Заземники розташовуються в ряд на відстані b м друг від друга. Опір ґрунтового заземника:

$$R_{\text{ГР.З}} = \frac{R_3}{n \cdot \eta_C} \quad (6.5)$$

Де, η_C – коефіцієнт використання стрижневих заземник.

При $n=6$, розміщення заземників у ряд на відстані $L1=6$ м, $\eta_C=0,77$.

$$R_{\text{ГР.З}} = \frac{26,5}{6 \cdot 0,77} = 5,73 \text{ Ом} \quad (6.6)$$

Опір з'єднуючої смуги

$$R_n^1 = \frac{\rho}{2\pi L_2} \cdot \ln \frac{2L_2}{b \cdot t} \quad (6.7)$$

$$L_2 = (n-1) \cdot L_1 = (6-1) \cdot 6 = 30 \text{ м}; t = 1 \text{ м}$$

$$R_n^1 = \frac{70 \cdot 1,5}{2\pi \cdot 30} \cdot \ln \frac{2 \cdot 30}{0,06 \cdot 1} = 3,85 \text{ Ом}$$

Коефіцієнт використання смуги $\eta_{\Pi} = 0.84$

$$R_n = \frac{R_n^1}{\eta_{\Pi}} = \frac{3,85}{0,84} = 4,58 \text{ Ом}$$

Еквівалентний опір всього заземлюючого пристрою:

$$R_{\text{екв}} = \frac{R_{\text{ГР.3}} \cdot R_n}{R_{\text{ГР.3}} + R_n} = \frac{5,73 \cdot 4,58}{5,73 + 4,58} = 2,55 \text{ Ом}$$

Таким чином, заземник виконаний з 6-и кутників 3-и метра кожний, встановлених у ґрунті на відстані 6 м один від одного на глибині 1 м і з'єднаних смугою.

6.2. Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарія

Відповідно до вимог ОНТП 24-26 для даного типу приміщення (кабінети і лабораторії) найменша допустима площа приміщення на 1 робоче місце – 4,5 м², об'єм на 1 робоче місце – 15 м³. Для даного приміщення число робочих місць $N_p = 2$.

Розрахунок площі та об'єму на 1 робоче місце:

а) площа $S_p = S / N_p = 7,5 \text{ м}^2$;

б) об'єм $V_p = V / N_p = 22,5 \text{ м}^3$.

Очевидно, що при цій категорії приміщення відповідає вимогам ДНБ.

6.2.1. Мікроклімат. Робочі зони

Для створення нормальних умов праці які відповідають санітарним нормам мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99, застосовується природна вентиляція. Роботи виконуються в стендовій залі по тяжкості відносяться до легкої категорії робіт, тому що енерговитрати не перевищують 172 Дж/с (150 кКал/год). Для легкої категорії робіт нормуються наступні параметри мікроклімату згідно ДСН 3.3.6.042-99:

- температура 19...25°C;
- відносна вологість не більше 75 %;
- швидкість руху повітря не більше 0,2 м/с.

Параметри мікроклімату в приміщенні:

- температура не перевищує:
- зимою 20 °С;
- літом 25 °С;
- відносна вологість не перевищує 70 %;
- швидкість руху повітря не перевищує:
- зимою 0,2...0.5 м/с;
- літом 0,2...1 м/с.

Надлишки теплоти складають величину порядку 30 Дж/м^2 , основними джерелами якої є нагрівачі та теплові труби. Порівнюючи нормативні значення з наведеними вище визначаємо, що параметри мікроклімату відповідають вимогам санітарних норм мікроклімату приміщень.

6.2.2 Виробниче освітлення

При роботі на стенді виконуються зорові роботи високої точності. Найменший розмір об'єкта розрізнення становить $0,3 \dots 0,5 \text{ мм}$. Відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 розряд зорової роботи – III, під розряд – г. Для освітлення приміщення, в якому розташовується стенд, проектом передбачається штучне освітлення (нормування підлягає освітленість, лк).

Проектом передбачається застосування загального штучного освітлення (не менше 200 лк). Для чого застосовують люмінесцентні лампи ЛБ40 і світильники ЛОУ. Питома потужність освітлювальної установки для світильників з лампами ЛОУ ЛБ40 становить 12 Вт/м^2 . Розрахуємо кількість ламп в освітлювальній установці, шт:

$$n = \frac{p \cdot S}{P} \approx 4 \text{ шт},$$

де p – питома потужність освітлювальної установки, Вт/м^2 ; S – площа приміщення, м^2 ; P – потужність лампи, Вт.

Відповідно до норм проектування освітленість при штучному освітленні для даних розряду і під розряду робіт повинна складати:

- для комбінованого штучного освітлення 400 лк;
- для загального 200 лк.

6.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях.

Безпека в надзвичайних ситуаціях регламентується ПЛАС (ДНАОП 0.00-4.33-99). Основними складовими ПЛАС є розробка технічних рішень та організаційних заходів щодо оповіщення, евакуації та дій персоналу у разі виникнення аварій та надзвичайних ситуацій, а також вирішення питань з пожежобезпеки.

6.3.1. Обов'язки та дії персоналу у разі виникнення аварійних ситуацій.

Аварійною ситуацією є зміна в нормальній роботі обладнання, яке створить загрозу виникнення аварії. Ознаки аварії визначаються галузевим нормативно-технічним документом. Важливою умовою безаварійної роботи є збереження персоналом спокою при зміні режиму або виникненні неполадок, дисципліноване і свідоме виконання вказівок інструкцій та розпоряджень старшого персоналу, недопущення суєти, розгубленості, втручання в роботу сторонніх осіб і порушення єдиноначальності в зміні. При виникненні аварійної ситуації експлуатаційний персонал вживає заходів по локалізації та ліквідації положення, що створилося, забезпечивши безпеку для людей і обладнання. Всі перемикання в аварійних ситуаціях виконується оперативним персоналом у відповідності з інструкціями організації при обов'язковому застосуванні всіх захисних засобів. При ліквідації аварії оперативний персонал проводить необхідні операції з релейним захистом і автоматикою відповідно до інструкцій організації.

Оперативний персонал контролює роботу автоматики; переконавшись в її неправильних діях, переходить на ручне управління. У роботу захистів оперативний персонал не втручається, і лише при відмові дії захисту персонал виконує її функції.

Розпорядження, що віддаються оперативному персоналу, повинні бути короткими і зрозумілими. Віддаючий і приймаючий команду повинні чітко уявляти порядок виробництва всіх намічених операцій і допустимість їх виконання за станом схеми і режиму обладнання. Отримана команда

повторюється виконуючим її. Виконанню підлягають тільки ті розпорядження, які отримані від безпосереднього керівника, особисто відомого особі, яка отримує розпорядження.

Експлуатаційний персонал реєструє всі обставини виникнення аварії в установленому порядку.

Ліквідація аварії на електростанції здійснюється персоналом, що знаходиться в зміні, під безпосереднім керівництвом начальника зміни електростанції. Ліквідацією аварії в цеху керує начальник зміни цеху, а на енергоблоці - старший машиніст енергоблока.

Персонал усіх ступенів, що знаходиться на чергуванні, при виникненні аварійної ситуації та ліквідації аварії: складає загальне уявлення про те, що трапилося, за показниками приладів, сигналізації, телесигналізації і за зовнішніми ознаками; усуває небезпеку для персоналу та обладнання, аж до відключення останнього, якщо в цьому з'являється необхідність; не втручається в роботу автоматичних пристроїв, якщо це не передбачено інструкцією; забезпечує нормальну роботу основного обладнання, що залишився в роботі, а також механізмів в. п. електростанції; з'ясовує місце, характер і обсяг ушкодження і відключає пошкоджене обладнання.

Про кожну операцію по ліквідації аварії повідомляють вищестоящому оперативному персоналу, не чекаючи опитування. Керівництво цеху і електростанції сповіщають про подію та про вжиті заходи після проведення тих операцій, які слід виконувати негайно. При ліквідації аварії всі розпорядження диспетчера енергосистеми з питань, що входять у його компетенцію, виконуються негайно, за винятком розпоряджень, виконання яких може становити загрозу для безпеки людей і збереження устаткування. Якщо розпорядження диспетчера енергосистеми представляється підлеглому персоналу помилковим, начальник зміни електростанції вказує на це диспетчеру. У випадку підтвердження диспетчером свого розпорядження начальник зміни електростанції його виконує.

Під час ліквідації аварії персонал, що безпосередньо обслуговує обладнання, залишається на робочих місцях, приймаючи всі запобіжні до збереження обладнання в роботі, а якщо це неможливо - до його відключення. Йдучи, персонал повідомляє про своє місцезнаходження вищестоящому оперативному персоналу. Залишати робоче місце можна тільки:

- при явній небезпеці для життя;
- для надання першої допомоги потерпілому при нещасному випадку;
- для вжиття заходів щодо збереження цілісності обладнання;
- за розпорядженням особи, яка керує ліквідацією аварії.

Персонал зміни, на обладнанні якого режим не був порушений, посилює контроль за роботою обладнання, уважно стежить за розпорядженнями керівника ліквідації аварії і готовий до дій у разі поширення аварії на його ділянку, а за відсутності зв'язку - керується вказівками експлуатаційної та посадової інструкції.

Персонал, який не має постійного робочого місця (обхідники, чергові слюсарі, резервний персонал та ін.), при виникненні аварії негайно надходить у розпорядження безпосереднього керівника і за його вказівкою бере участь у ліквідації аварії.

Приймання і здача зміни під час ліквідації аварії не проводяться; прибувши на зміну оперативний персонал використовується на керівника ліквідацією аварії. При аварії, яка вимагає тривалого часу для її ліквідації, допускається здача зміни з дозволу старшого оперативного чергового.

Після ліквідації аварії керівник ліквідацією аварії, забезпечує збір пояснювальних записок, рапортів персоналу, що брав участь у ліквідації аварії, очевидців аварії, складає повідомлення про аварію за встановленою формою, організовує розбір аварії з персоналом, які брали участь в її ліквідації, та іншими особами, необхідними для з'ясування причин аварії та визначення

заходів по відновленню нормального положення на електростанції (у цеху, на енергоблоці).

Начальник зміни електростанції крім повідомлення про аварії та порушення режиму на самій електростанції ставить до відома диспетчера енергосистеми також про наступні порушеннях: про автоматичні включення, відключення, зникнення напруги, перевантаження і різкі зміни режиму роботи транзитних ліній електропередачі і трансформаторів, за якими здійснюється зв'язок електромереж різних напруг, про виникнення несиметричних режимів на генераторах, лініях електропередачі, трансформаторах, різкому зниженні напруги в контрольних точках, перевантаження генераторів і роботі АВР, виникненні хитань, зовнішніх ознаках коротких замикань як на електростанції, так і поблизу неї, про роботу захистів на відключення, роботі АВР, АПВ, ЧАПВ, режимної автоматики, про відключення генеруючого обладнання.

Оперативний персонал електростанції може самостійно виконувати роботи з ліквідації аварії з наступним повідомленням вищого оперативного персоналу незалежно від наявності або втрати зв'язку з відповідним диспетчером (начальником зміни).

Примітка. Втратою зв'язку вважається не тільки порушення всіх видів зв'язку, але і неможливість протягом 2 - 3 хв. зв'язатися з вищестоящим оперативним персоналом через його зайнятість, поганий чутності і перебоїв у роботі зв'язку. Поряд з діями по ліквідації аварії необхідно вжити всі заходи для відновлення зв'язку.

В інструкції організації вказуються операції, які оперативний персонал проводить самостійно при втраті зв'язку, а також операції, самостійне виробництво яких забороняється.

Оперативний персонал незалежно від присутності осіб адміністративно-технічного персоналу несе особисту відповідальність за ліквідацію аварії, одноосібно приймаючи рішення і здійснюючи заходи щодо відновлення нормального режиму. Розпорядження керівників енергооб'єднання, електростанції, інших організацій та їх підрозділів відповідному оперативному

персоналу з питань, що входять до компетенції вищого оперативного персоналу, виконуються лише за погодженням з останнім. Всі оперативні переговори з моменту виникнення аварії до її ліквідації записуються на магнітофон або жорсткий диск комп'ютера.

Начальники та фахівці, працівники цехів, що знаходяться на електростанції під час аварії, беруть участь у її ліквідації, надаючи допомогу оперативному персоналу, включаючи оцінку ситуації і прийняття оптимального рішення.

Головний інженер електростанції може усунути від керівництва ліквідацією аварії начальника зміни електростанції, не справляється з ліквідацією аварії, прийнявши керівництво ліквідацією аварії на себе або доручивши його іншій особі. Про заміну необхідно повідомити диспетчера енергооб'єднання і підпорядкований оперативний персонал.

Начальник цеху або його заступник може усунути від керівництва ліквідацією аварії начальника зміни відповідного цеху, не справляється з ліквідацією аварії, прийнявши керівництво зміною на себе або доручивши його іншій особі. Про заміну необхідно повідомити начальника зміни електростанції та оперативний персонал зміни.

Працівник, який прийняв керівництво ліквідацією аварії на себе, незалежно від посади приймає всі обов'язки відстороненого від керівництва працівника і оперативно підпорядковується вищестоящому керівнику. Передача керівництва ліквідацією аварії оформляється записом в оперативному журналі. Персонал, відсторонений від ліквідації аварії, залишається на своєму робочому місці і виконує розпорядження і вказівки працівника, який прийняв на себе керівництво ліквідацією аварії.

Під час ліквідації аварії на щиті управління електростанції (енергоблока) мають право перебувати лише особи, які безпосередньо беруть участь у ліквідації аварії, та особи з числа керівного адміністративно-технічного персоналу. Список останніх затверджується головним інженером електростанції і вивішується при вході на щит.

6.3.2. Порядок оповіщення персоналу при виникненні надзвичайних ситуацій.

Про виникнення надзвичайних ситуацій керівництво електростанції і персонал основних цехів повідомляються телефоністкою по вказівкою начальника зміни електростанції і по радіомережі у відповідності з інструкцією організації.

В аварійній ситуації оперативний персонал забезпечується першочерговий зв'язком, а в разі потреби за його вимогою перериваються інші переговори.

Диспетчер енергосистеми терміново інформується начальником зміни електростанції про виникнення аварії.

Начальник зміни електростанції під час ліквідації загальностанційної аварії знаходиться, як правило, в приміщенні головного (центрального) щита управління, а йдучи з нього, вказує своє місцезнаходження.

Начальники змін теплових цехів і старші машиністи енергоблоків під час ліквідації аварії знаходяться, як правило, на своїх робочих місцях (блокових або групових щитах управління) і вживають усі заходи, спрямовані на підтримку нормальної роботи обладнання, не допускаючи розвитку аварії в цих цехах (на енергоблоках). Начальники змін цехів, залишаючи робоче місце, вказують своє місцезнаходження.

Місцезнаходження начальника зміни електроцеху при ліквідації аварії визначається сформованими обставинами, про що він повідомляє начальника зміни електростанції (НЗС) і персонал центрального щита управління (ЦЩУ).

Місцезнаходження чергового підстанції при ліквідації аварії визначається конкретними обставинами. Про місцезнаходження він повідомляє вищестоящому оперативному персоналу.

Диспетчер енергосистеми терміново інформується начальником зміни електростанції про виникнення аварії.

Начальник зміни електростанції під час ліквідації загальностанційної аварії знаходиться, як правило, в приміщенні головного (центрального) щита управління, а йдучи з нього, вказує своє місцезнаходження.

Начальники змін теплових цехів і старші машиністи енергоблоків під час ліквідації аварії знаходяться, як правило, на своїх робочих місцях (блокових або групових щитах управління) і вживають усі заходи, спрямовані на підтримку нормальної роботи обладнання, не допускаючи розвитку аварії в цих цехах (на енергоблоках). Начальники змін цехів, залишаючи робоче місце, вказують своє місцезнаходження.

Місцезнаходження начальника зміни електроцеху при ліквідації аварії визначається сформованими обставинами, про що він повідомляє начальника зміни електростанції (НЗС) і персонал центрального щита управління (ЦЩУ). Місцезнаходження чергового підстанції при ліквідації аварії визначається конкретними обставинами. Про місцезнаходження він повідомляє вищестоящому оперативному персоналу.

6.3.3 Пожежна безпека та профілактика

У конкретному випадку, джерелом запалювання може з'явитися коротке замикання по лінії мережевого живлення електрообладнання, або неполадки в самому електрообладнанні. Як матеріал горіння може служити практично все, що стосується електроживлення даного приміщення, а також самі електроприлади.

У відповідності з НАПБ Б07.005-86 та ДНАОП 0.00-1.32-01., приміщення в якому розташований стенд відноситься до категорії Д – приміщення в яких є неспалимі речовини та матеріали у холодному стані. Клас зони приміщення П-Па – пожежонебезпечне.

Технічні рішення системи запобігання пожеж: найбільш дієвий спосіб запобігання пожеж – заміна горючих речовин та матеріалів на негорючі. При

неможливості такої заміни з технологічних або конструктивних причин, слід спробувати обмежити кількість горючих речовин. Проектом передбачається використання автомата захисту ланцюга А1150, захисне занулення корпусів обладнання і приладів, забезпечення вільного доступу до вимикачів. Для підвищення вогнестійкості проект передбачає забарвлення фарбами типу ВПМ згідно вимогам ДБПВ.2-5-56-2014, автоматична пожежна сигналізація. При експлуатації, дане приміщення повинне бути обладнане первинними засобами пожежогасіння згідно вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77. Як первинних засобів пожежогасіння за НАПБ А.01.002-2004, необхідно застосовувати вуглекислотні вогнегасники (ОУ-5) який призначений для гасіння пожежі типу Е – пожежі пов'язані з горінням електроустановок.

Технічні рішення системи протипожежного захисту: проект передбачає розміщення стенду в приміщенні не нижче II ступеня вогнестійкості. Межі вогнестійкості:

- несучих стін, колон не менше 2 год;
- сходових площадок не менше 1 год;
- перегородок, перекриттів не менше 0,25 год.

Інструкція з пожежної безпеки поширюється на службові приміщення і визначає вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки в цих приміщеннях. Інструкція є обов'язковою для вивчення та виконання всіма працівниками, які перебувають у службових приміщеннях, а також обслуговуючим персоналом. Меблі та обладнання мають розміщуватися таким чином, щоб забезпечувалася вільний евакуаційний прохід до дверей виходу з приміщення (завширшки не менше 1 м). Евакуаційні шляхи та виходи необхідно постійно утримувати вільними, нічим не захащувати. Електромережі, електроприлади і апаратура повинні експлуатуватися тільки у справному стані з урахуванням вказівок та рекомендацій підприємств-виготовлювачів. У разі виявлення пошкоджень електромереж, вимикачів, розеток та інших електровиробів слід негайно

вимкнути їх та взяти необхідних заходів щодо приведення в пожежобезпечний стан.

Документи, папір та інші горючі матеріали слід зберігати на відстані не менше 1 м від електрощитів; 0,5 м від електросвітильників; 0,6 м від сповіщувачів автоматичної пожежної сигналізації та 0,15 м від приладів центрального водяного опалення. Засоби протипожежного захисту слід утримувати у справному стані. Усі працівники повинні вміти користуватись наявними вогнегасниками, іншими первинними засобами пожежегасіння, знати місце їх знаходження. Відстань від найбільш віддаленого місця приміщення до місця розташування вогнегасника не повинна перевищувати 20 м.

У службових приміщеннях не допускається:

- влаштовувати тимчасові електромережі, прокладати електричні проводи безпосередньо по горючій основі, експлуатувати електроприлади, які мають механічні пошкодження;

- захаращувати підступи до засобів пожежегасіння;

- курити, використовувати легкозаймисті рідини;

- проводити вогневі, зварювальні та інші роботи без спеціального дозволу;

- вмикати електронагрівальні прилади (чайники, кип'ятильники тощо) без негорючих підставок та в тих місцях, де їх використання не передбачено (або заборонено);

- захаращувати шляхи евакуації та евакуаційні виходи.

Відповідальний за протипожежний стан службових приміщень після закінчення роботи зобов'язаний:

- оглянути приміщення, переконатись у відсутності порушень, що можуть призвести до пожежі;

- вимкнути освітлення електроживлення приладів та обладнання (за винятком електрообладнання, яке за вимогами технології повинно працювати цілодобово).

ВИСНОВКИ

Дослідженням течії на поверхні труб краплеподібного типу, а також інтенсивності теплообміну для таких форм труб присвячена невелика кількість публікацій. Аналіз літератури дозволяє зробити висновки, що дослідження інтенсивності теплообміну та теплоаеродинамічних характеристик труб краплеподібної форми практично відсутні. Відомі роботи містять уривчасті дані, не мають ніяких розрахункових методик і носять, як правило, окремий характер. Результати числового моделювання представлені у більшості робіт, як правило, експериментально не підтверджені. Тому досліджень є актуальним.

В роботі були проведені експериментальне дослідження та CFD-моделювання процесів інтенсивності конвективного теплообміну та аеродинамічного опору в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re_D = (4..25) \cdot 10^3$.

Дослідження показали, що інтенсивність теплообміну труб “прямого” краплеподібного профілю на 30 % вища в порівнянні зі “зворотнім” профілем.

Труби як “прямого” так і “зворотнього” профілю мають нужду інтенсивність теплообміну в порівнянні з круглим циліндром міделевого перетину. Однак при цьому краплеподібні труби мають більшу теплообмінну поверхню і тому аналіз і оцінка теплоаеродинамічної ефективності проводилась порівнюючи краплеподібну трубу з еквівалентним круглим циліндром, що мають $P = 122,9$ мм.

Результати показують, що при омиванні «зворотнього» профілю краплеподібної труби FAR приймає значення порядку 1,3 при цьому монотонно незначно знижуючись зі збільшенням Re_D . При омиванні «прямого» профілю краплеподібної труби фактор аналогії Рейнольдса змінює значення від 1,9 до 2 при збільшення Re_D .

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Багрій П. І. Теплообмін та аеродинаміка пакетів плоскоовальних труб з неповним обрешткою: автореф. дис....канд. тех. наук : 05.14.06 Київ, 2014. 25 с.
2. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. Москва: Наука, 1982. 472 с.
3. Жукаускас А. А., Жюгжда И. И. Теплопередача цилиндра в поперечном потоке жидкости. Москва, 1979. 296 с.
4. Шитников В. К. Влияние формы на процесс внешнего теплообмена при вынужденной конвекции. *Инж.-физ. журнал*. 1961, №8. с. 117-120.
5. Жюгжда И. И., Жукаускас А. А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке воды в области критических значений Рейнольдса. Тр. АН Лит.ССР. Сер. Б. 1977, №3. с. 99-109.
6. Акылбаев Ж. С., Исатаев С. И., Пользик В. В. Срыв вихрей с поверхности плохообтекаемых тел и его влияние на теплообмен. Тепло- и массоперенос. Минск: 1972, с. 291-295.
7. Девнин С. И. Аэродинамический расчет плохообтекаемых судовых конструкций. *Судостроение*. 1967. 224 с.
8. Каст В., Кришер О., Райнике Г., Винтермантель К. Конвективный тепло- массоперенос. Москва: *Энергия*, 1980, 46 с.
9. Дыбан Е. П., Юшина Л. Е. Теплообмен цилиндра конечной длины. *Промышленная теплоэнергетика*. 1982, №5. с. 3-8.
10. Терех А.М., Руденко А.И., Жукова Ю.В., Семеняко А.В., Кондратюк В.А. Аэродинамическое сопротивление одиночных труб каплеобразной формы и визуализация их обтекания. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. №6/8(60). С. 63-68.
11. Roach, P. E. The generation of nearly isotropic turbulence by means of grids. *Heat and Fluid Flow*, 1987, №2, pp. 82-92.
12. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

13. Menter F. R., Zonal Two Equation Turbulence Models for Aerodynamic Flows. AIAA Paper, 1993.

14. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal, 1994. Vol. 32, no 8. P.1598 – 1605.

15. Быстров Ю. А., Исаев С. А., Кудрявцев Н. А., Леонтьев А. И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. 389 с.

16. Рогачев В. А., Баранюк А. В. Моделювання гідродинаміки і теплообміну в початковій ділянці круглої труби при відривній течії. Наукові вісті НТУУ „КПІ”, 2009. №4. С. 43 – 53.

17. Кондратюк В. А. Аэродинамическое сопротивление одиночных плоскоовальных труб. *Международный научно- исследовательский журнал*. 2014, №4, с. 32-35.

18. Руденко О. І., Терех О. М., Туз В. О., Рогачов В. А., Кондратюк В. А. Оцінка тепло аеродинамічної ефективності поодиноких труб різного поперечного перерізу. *Scientific Journal «ScienceRise»*. 2015, №2, с. 7-11.