



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного
господарства та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та
гідравлічних машин

01-06-44

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з навчальної дисципліни
«Тепломасообмін»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)
рівня за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» та 145
«Гідроенергетика» денної та заочної форми навчання

Частина перша

Рекомендовано науково-методичною
комісією зі спеціальності
144 «Теплоенергетика»
Протокол № 6 від 27 лютого 2019 р.

Рекомендовано науково-методичною
комісією зі спеціальності
145 «Гідроенергетика»
Протокол № 5 від 20 березня 2019 р.

Рівне – 2019



Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Тепломасообмін» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 144 «Тепло-енергетика» та 145 «Гідроенергетика» денної та заочної форми навчання / Куба В. В., Серeda В. В. – Рівне : НУВГП, 2019. – 44 с.

Укладачі: Куба В. В., старший викладач кафедри гідроенергетики, тепло-енергетики та гідравлічних машин; Серeda В. В., к.т.н., доцент кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск: Рябенко О. А., д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

© Куба В. В.,
Серeda В. В., 2019
© НУВГП, 2019



ЗМІСТ

Передмова	3
Лабораторна робота № 1	4
Лабораторна робота № 2	10
Лабораторна робота № 3	14
Лабораторна робота № 4	22
Лабораторна робота № 5	28
Лабораторна робота № 6	34
Додаток	41
Література	44



ПЕРЕДМОВА

В даних методичних вказівках приведено теоретичні основи, опис експериментальних установок, практичні рекомендації для проведення лабораторних робіт і обробки дослідних даних.

Метою проведення лабораторних робіт є закріплення знань з теорії теплопровідності, конвекційного теплообміну, променевого теплообміну та розрахунку теплообмінних апаратів; ознайомлення з методикою експериментального дослідження основних характеристик процесів теплообміну, та самих процесів з використанням теорії подібності і засвоєння наступних ключових понять: тепловий потік, густина теплового потоку, температурний напір, коефіцієнт теплопровідності, вільний і вимушений рух рідини, коефіцієнт тепловіддачі, теплофізичні властивості рідин та газів, степінь чорноти тіл, коефіцієнт випромінювання, тепловий баланс, теплопередача.



Тема: **ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ МЕТОДОМ ПЛАСТИНИ**

Мета: Визначити коефіцієнт теплопровідності фторопластових зразків методом плоского шару в залежності від температури.

1.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Теплота внаслідок теплопровідності передається при мікрорусі елементарних частинок тіла.

Дослідження теплопровідності може бути зведено до вивчення просторово-часових змін величин, які характеризують теплообмін. Сукупність значень температур у всіх точках будь-якого тіла в даний момент часу називається температурним полем даного тіла. Температурне поле в декартовій системі координат задається рівнянням виду

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (1.1)$$

Сукупність точок тіла, що мають однакову температуру, утворюють ізотермічну поверхню. Границя відношення зміни температури Δt до відстані Δn по нормалі між відповідними ізотермічними поверхнями при умові, що $\Delta n \rightarrow 0$ називається температурним градієнтом:

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.2)$$

Кількісна оцінка теплоти, що проходить всередині тіла внаслідок теплопровідності базується на основі закону теплопровідності Фур'є:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF \quad \text{або} \quad q = -\lambda \cdot \text{grad}t, \quad (1.3)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності, $Bm/(m \cdot K)$.

Для розв'язку задач теплопровідності необхідно знати просторово-часове розподілення температури. Таке розподілення описується диференціальним рівнянням теплопровідності:

$$\frac{\partial t}{\partial n} = a \cdot \nabla^2 t + \frac{q_v}{C_p \cdot \rho}. \quad (1.4)$$

Використаємо диференціальне рівняння теплопровідності в еднанні з умовами однозначності до задачі про одномірне температурне поле. Прикладом може бути плоска стінка.

Плоскою називають стінку, товщина якої δ значно менша двох інших розмірів. Якщо вважати, що матеріал стінки має ізотропні і однорідні властивості, то $\lambda(t)=const$.

Для плоскої стінки в стаціонарному режимі теплообміну температурне поле залежить тільки від однієї координати і задача є одномірною. Диференціальне рівняння теплопровідності має вигляд:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{d^2 t}{dx^2} = 0. \quad (1.5)$$

Після подвійного інтегрування отримаємо рівняння температурного поля:

$$t(x) = t_{cm1} - \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\delta} \cdot x. \quad (1.6)$$

Густину теплового потоку можна визначити з виразу

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}). \quad (1.7)$$

При необхідності визначення коефіцієнта теплопровідності за вимірними величинами можна використати вираз

$$\lambda = \frac{q \cdot \delta}{t_{cm1} - t_{cm2}}. \quad (1.8)$$

В даному випадку отримане значення λ необхідно віднести до середньої температури $\bar{t} = \frac{t_{cm1} + t_{cm2}}{2}$.

1.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Експериментальна установка складається з ЕОМ і робочої ділянки.

Робоча ділянка (рис. 1.1) складається з двох фторопластових зразків 12, виготовлених у формі дисків товщиною $\delta=5$ мм і діаметром $d=140$ мм. Зразки розміщені між нагрівником 10, висотою $h_n=12$ мм і діаметром $d_n=146$ мм, та холодильником 11, який охолоджується водою.

Тепловий потік створюється нагрівником з електричним опором $R=41$ Ом, проходить через фторопластові зразки і виноситься водою, яка проходить через спіральні канавки холодильника. Для зменшення втрат тепла в навколишнє середовище через торцеві поверхні, встановлений теплоізоляційний кожух 13, який виготовлений з азбоцементу ($\lambda_k=0,08$ Вт/(м·К)). Кожух висотою $h_k=22$ мм виготовлений у вигляді полого циліндру із внутрішнім діаметром

$d_n=146$ мм і зовнішнім $d_k=190$ мм. Температура на внутрішній (гарячій) поверхні вимірюється термопарами 3, 4, 5, 6, на зовнішній (холодній) – термопарами 1, 2. Термопара 7 встановлена на зовнішній поверхні теплоізоляційного кожуха для визначення радіальних теплових втрат.

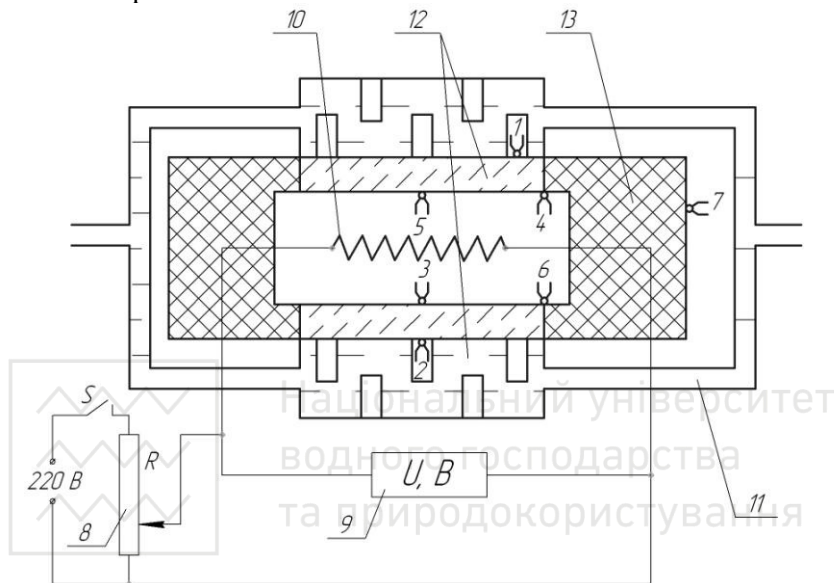


Рис. 1.1 – Схема робочої ділянки установки:

- 1-7 – термопари; 8 – реостат; 9 – вольтметр; 10 – нагрівник;
 11 – холодильник; 12 – фторопластові зразки; 13 – теплоізоляційний кожух.

1.3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Після запуску робочої програми, на комп'ютерному моніторі відображається тема лабораторної роботи і Ви вступаєте в діалог з комп'ютером. В процесі діалогу виконується наступна послідовність дій.

1 Вибирається температурний режим роботи установки: задається за допомогою клавіатури температура гарячої поверхні пластини t_2 в межах від 50 до 100 °С.

2 На пульті установки послідовно вмикаються тумблери живлення індикаторних приладів, що ресструють напругу на електронагрівнику і на термо-ЕРС температурних датчиках, і тумблер вмикання нагріву.



3 Плавним обертанням ручки реостата встановлюється потрібна напруга на нагрівнику. Напруга U і t_2 залежать одна від одної відповідно до графіка, на якому робоча зона заштрихована (рис. 1.2).

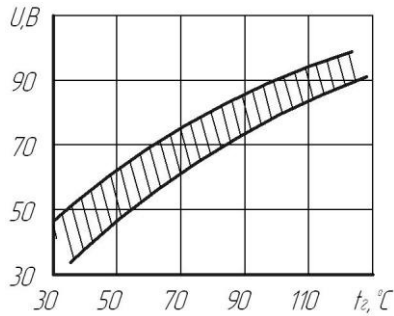


Рис. 1.2 – Робоча зона

4 Визначаються значення термо-ЕРС семи температурних датчиків, які разом із значенням напруги U заносяться в табл. 1.1.

5 Дослід виконується п'ять разів при різних температурних режимах роботи установки (при різних значеннях t_1 і U).

6 По закінченню експерименту проводиться переведення всіх регулюючих органів у вихідне положення.

Таблиця 1.1

Результати дослідів і розрахунків

№	U B	Покази термопар						
		E_1/t_1 $mB/°C$	E_2/t_2 $mB/°C$	E_3/t_3 $mB/°C$	E_4/t_4 $mB/°C$	E_5/t_5 $mB/°C$	E_6/t_6 $mB/°C$	E_7/t_7 $mB/°C$
1								
...								
5								

№	t_2 $°C/K$	t_x $°C/K$	t $°C/K$	λ_j $Bm/(m \cdot K)$	λ_o $Bm/(m \cdot K)$	b $1/K$
	1					
...						
5						



1.4 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДУ

1 Покази термоЕРС кожного температурного датчика переводяться в градуси Цельсія за залежністю:

$$t_i = E_i / 0,0695. \quad (1.9)$$

2 Визначаються середні температури внутрішньої (гарячої) і зовнішньої (холодної) поверхонь зразків:

$$t_z = t_{cm1} = \sum_{i=3}^6 \frac{t_i}{4}, \quad (1.10)$$

$$t_x = t_{cm2} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (1.11)$$

де i – номер термопари.

3 Тепловий потік, який створюється нагрівачем визначаємо за формулою:

$$Q = \frac{U^2}{R}. \quad (1.12)$$

4 Тепловий потік, який пройшов через зразки за рахунок теплопровідності визначимо за співвідношенням:

$$Q_\lambda = Q - Q_k, \quad (1.13)$$

де Q_k – втрати тепла через ізоляційний кожух:

$$Q_k = k \cdot (t_z - t_7). \quad (1.14)$$

В цій формулі k характеризує теплопровідність кожуха.

$$k = \frac{5 \cdot \pi \cdot \lambda_\kappa}{2} \cdot \left(\frac{d_n + d_\kappa}{d_\kappa - d_n} \right) \cdot (h_n + h_\kappa), \quad [k] = 1 \text{ Вт} / \text{К}. \quad (1.15)$$

5 Теплопровідність фторопласта визначається з формули:

$$\lambda = \frac{Q_\lambda \cdot \delta}{2 \cdot F \cdot (T_{cm1} - T_{cm2})}, \quad (1.16)$$

де F – площа поверхні одного зразка, м^2 .

Значення коефіцієнта теплопровідності залежить від температури матеріалу, тому отримане значення λ за формулою (1.16) відноситься до середньої температури досліджуваного зразка –

$$\bar{t} = \frac{t_z + t_x}{2}.$$



6 Для інших режимів роботи проводяться аналогічні розрахунки, в результаті чого отримуємо декілька значень λ_j для відповідних середніх температур \bar{t}_j , де j – номер режиму роботи установки. За отриманими значеннями необхідно отримати аналітичну залежність теплопровідності від температури у вигляді $\lambda = \lambda_o \cdot (1 + b \cdot \bar{t})$.

7 Для визначення постійних λ_o і b необхідно скласти і розв'язати системи рівнянь для п'яти режимів роботи установки:

$$\begin{cases} \lambda_j = \lambda_o \cdot (1 + b \cdot \bar{t}_j) \\ \lambda_{j+1} = \lambda_o \cdot (1 + b \cdot \bar{t}_{j+1}) \end{cases} \quad (1.17)$$

Середні значення постійних λ_o і b визначаються за залежностями:

$$(\lambda_o)_{cp} = \frac{\sum_{j=1}^{j-1} \lambda_o}{j-1}, \quad [(\lambda_o)_{cp}] = 1 \frac{Bm}{M \cdot K}, \quad (1.18)$$



$$b_{cp} = \frac{\sum_{j=1}^{j-1} b}{j-1}, \quad [b_{cp}] = 1 \frac{1}{K}. \quad (1.19)$$

9 Отримані результати розрахунку занести в таблицю 1.1.

1.5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ:

1. Що називається теплопровідністю?
2. Яку стінку можна вважати плоскою?
3. Температурне поле. Стаціонарне і нестаціонарне.
4. Градієнт температури.
5. Закон Фур'є.
6. Коефіцієнт теплопровідності.
7. Диференційне рівняння теплопровідності.
8. Умови однозначності.
9. Рівняння температурного поля для плоскої стінки.
10. Густина теплового потоку в плоскій стінці.



**Тема: ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ
ІЗОЛЯЦІЇ МЕТОДОМ ТРУБИ**

Мета: Експериментально визначити чисельне значення коефіцієнта теплопровідності, похибки розрахунку при заміні циліндричної стінки плоскою.

2.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Теплопровідність – це процес передачі тепла, обумовлений тепловим рухом мікрочастинок (молекул, атомів, електронів) і силами взаємодії між ними.

Процес теплопровідності описується законом Фур'є, згідно якого густина теплового потоку, що передається теплопровідністю, прямопропорційна градієнту температури:

$$\bar{q} = -\lambda \cdot \overline{gradt} = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (2.1)$$

де \overline{gradt} - градієнт температури, K/m ;

\bar{q} - густина теплового потоку, W/m^2 ;

λ – коефіцієнт теплопровідності, $W/(m \cdot K)$.

Знак «-» показує, що вектор теплового потоку направлений назустріч вектору градієнта температури.

Кращими провідниками теплоти є метали, у яких λ змінюється від 3 до 458 $W/(m \cdot K)$. У теплоізоляційних і будівельних матеріалів λ знаходиться в межах 0,03-3 $W/(m \cdot K)$. Для рідин λ знаходиться в межах 0,08-0,65, а для газів 0,005-0,6 $W/(m \cdot K)$.

У випадку граничних умов 1-го роду для плоскої одношарової стінки рівняння теплопровідності запишеться у вигляді:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}); \quad (2.2)$$

$$Q = \frac{\lambda \cdot F}{\delta} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}). \quad (2.3)$$

де δ – товщина стінки, m ;

t_{cm1} , t_{cm2} - температури поверхонь стінки;

F – площа поверхні стінки, m^2 .



Рівняння теплопровідності для одношарової циліндричної стінки

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{cm1} - t_{cm2})}{\frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{d_{зов}}{d_{вн}}}, \quad (2.4)$$

де l – довжина циліндричної стінки, м;

$d_{зов}$, $d_{вн}$ – зовнішній і внутрішній діаметри циліндричної стінки, м.

2.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

На рис. 2.1 зображена схема дослідної установки, призначеної для експериментального визначення коефіцієнту теплопровідності будівельної ізоляційної цегли.

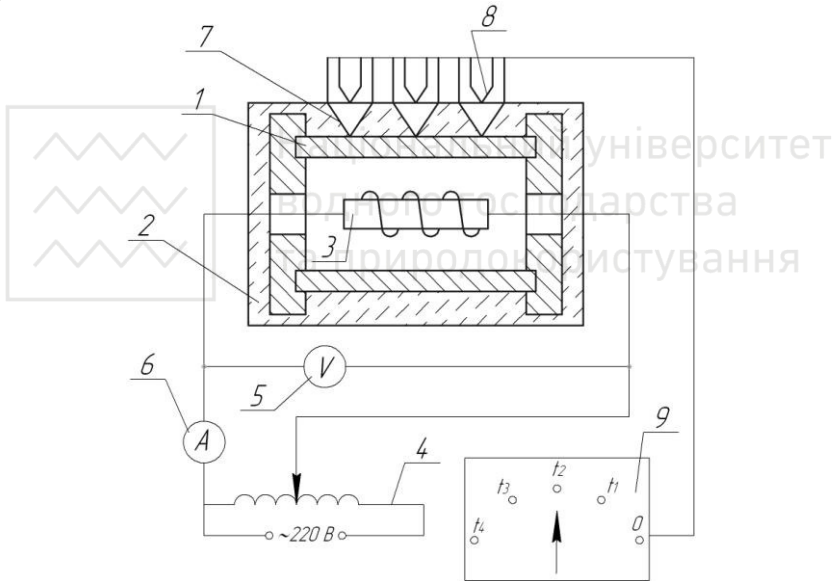


Рис. 2.1 – Схема дослідної установки:

- 1 – сталевая труба; 2 – цегла; 3 – нагрівник; 4 – автотрансформатор;
- 5 – вольтметр; 6 – амперметр; 7 – термопары; 8 – поверхневі термопары;
- 9 – перемикач.

Пристрій складається із сталеві труби 1 довжиною 1000 мм із зовнішнім діаметром 50 мм, покритої шаром цегли 2, товщиною 50 мм. В середині труби розміщений електричний нагрівник 3, напруга на якому регулюється автотрансформатором 4 і вимірюється вольтмет-



ром 5. Сила струму, який протікає через нагрівник, визначається за показами амперметра 6. Температура на внутрішній поверхні цегли вимірюється термопарами 7, а на зовнішній поверхні термопарами 8, що підключаються за допомогою перемикача 9 до потенціометра.

2.3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1 Включити пристрій і за допомогою автотрансформатора встановити задані силу струму і напругу.

2 Після того, як пристрій вийде на стаціонарний режим роботи, про що буде свідчити постійність температур, необхідно три рази з інтервалом у 2 хв. зняти покази $t'_1, t'_2, t'_3, t''_1, t''_2, t''_3$, перемикаючи перемикачем відповідні термопари до потенціометра. Зафіксувати покази амперметра і вольтметра.

3 Вимкнути пристрій.

2.4 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДУ

1 Розрахувати середньоарифметичне значення температур спочатку для кожного вимірювання а потім для всіх трьох вимірювань.

2 Визначити тепловий потік, що проходить через цеглу і виникає в електронагрівнику при проходженні через нього електричного струму:

$$Q = U \cdot I. \quad (2.5)$$

3 Із рівняння теплопровідності одношарової циліндричної стінки (2.4) знайти коефіцієнт теплопровідності цегли:

$$\lambda_y = \frac{Q \cdot \ln(d_{\text{зовн}}/d_{\text{вн}})}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{\text{cm1}} - t_{\text{cm2}})}. \quad (2.6)$$

4 Розрахувати величину коефіцієнту теплопровідності, замінивши циліндричну стінку плоскою і скориставшись рівнянням теплопровідності одношарової плоскої стінки (2.3):

$$\lambda_n = \frac{Q \cdot \delta}{(t_{\text{cm1}} - t_{\text{cm2}})}. \quad (2.7)$$

5 Визначити похибку, що допускається при заміні циліндричної стінки плоскою стінкою:

$$\delta = \frac{|\lambda_y - \lambda_n|}{\lambda_y} \cdot 100\%. \quad (2.8)$$



6 Результати вимірювань і розрахунків записати в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

Результати дослідів і розрахунків

№	t_1'	t_2'	t_3'	t_{cm1}	t_1''	t_2''	t_3''	t_{cm2}
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1								
2								
3								
сер.								

№	I	U	λ_y	λ_n	δ
	A	B	$Вт/(м \cdot К)$	$Вт/(м \cdot К)$	%
1					
2					
3					
сер.					

2.5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ:

1. Що таке теплопровідність?
2. Що таке температурне поле: одно-, двох- і трьохвимірне, стаціонарне і нестаціонарне?
3. Що таке температурний градієнт?
4. Фізичний зміст і аналітичне вираження закону Фур'є?
5. Фізичний зміст коефіцієнта теплопровідності?
6. Рівняння теплопровідності циліндричної одно- і багатопарової стінок?



**Тема: ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ ВИМУШЕНОМУ
РУСІ ПОВІТРЯ В ТРУБІ**

Мета: Експериментально визначити локальні і середні по довжині труби значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі повітря в трубі на різних швидкостях руху і порівняти результати дослідів з відомими критеріальними залежностями.

3.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Робочі процеси в різних теплообмінних апаратах, як правило, засновані на конвекційному теплообміні між твердою поверхнею тіла і рідиною (або газом), яка його омиває. Інтенсивність теплообміну залежить в першу чергу від різниці температур рідини і поверхні (температурного напору), а також визначається гідродинамічними умовами обтікання поверхні і теплофізичними властивостями рідини.

Для розрахунку теплового потоку використовують формулу Ньютона-Ріхмана, згідно якої густина теплового потоку q пропорційна температурному напору:

$$q = \alpha \cdot (t_p - t_{cm}), \quad (3.1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, $Bm/(M^2 \cdot K)$;

t_p і t_{cm} – температура рідини і температура поверхні теплообміну (стінки) відповідно.

Сучасні методи розрахунку конвекційного теплообміну при вимушеному русі ґрунтуються на теорії пограничного шару.

В безпосередній близькості біля стінки теплота передається тільки теплопровідністю. Тоді у відповідності з гіпотезою Фур'є

$$q = -\lambda_p \cdot \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (3.2)$$

де λ_p – теплопровідність рідини;

Якщо прийняти в першому наближенні

$$\frac{\partial t}{\partial n} \approx -\frac{(t_p - t_{cm})}{\delta_m},$$

де δ_m – товщина теплового пограничного шару, то з рівнянь (3.1) і (3.2) випливає, що



$$\alpha = \frac{\lambda_p}{\delta_m}. \quad (3.3)$$

Таким чином, для інтенсифікації тепловіддачі потрібно використовувати рідини з високою теплопровідністю і приймати міри щодо зменшення товщини пограничного шару.

Інтенсивність тепловіддачі конвекцією залежить від характеру руху рідини в пограничному шарі.

При ламінарному режимі руху рідини, коли лінії течії не змінюються, інтенсивність тепловіддачі невелика, слабо залежить від швидкості течії і суттєво змінюється при зміні теплофізичних властивостей теплоносія.

При турбулентному режимі руху рідини швидкість у кожній точці потоку пульсує біля деякого середнього за часом значення. Це спричинює виникнення інтенсивного поперечного змішування рідини, що і викликає інтенсивний обмін кількістю руху і теплою між шарами з різноманітною швидкістю. При вимушеному русі рідини в трубах тільки на достатній відстані від входу, коли товщина пограничного шару стає рівною радіусу труби, встановлюється рівноважний розподіл швидкості і температури по перерізу (стабілізований потік), що не залежить від початкових параметрів.

На початковій ділянці, де має місце дестабілізований потік, процес тепловіддачі відрізняється великою складністю, та коефіцієнт тепловіддачі різко змінюється по довжині.

В багатьох випадках математичний опис процесів теплообміну виявляється настільки складним, що розв'язати задачу аналітично не можливо. В цих випадках задача може бути вирішена або чисельним методом, або експериментально. Обидва способи дозволяють знайти розв'язок лише для одного конкретного випадку. При зміні хоча б одного параметру задачу необхідно розв'язувати ще раз.

При великій кількості аргументів не тільки дуже великим виявляється об'єм обчислень або експериментів, але і дуже складно (а інколи і неможливо) стає підібрати емпіричну залежність, яка правильно відображає вплив всіх аргументів, тобто узагальнити результати чисельних рішень або експериментів. Ці труднощі усуваються з допомогою так званих узагальнених змінних або критеріїв подібності, які являють собою безрозмірні комплекси фізичних величин.

Критерії подібності, які складаються з фізичних величин, що задані умовами рівнозначності, називаються визначальними. Критерії, що містять невідомі (шукані) величини, називаються критеріями, що визначаються.

Залежності між критеріями подібності називаються критеріальними рівняннями, їх знаходять за допомогою експериментів або чисельних рішень.

3.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Експериментальна установка складається з пульта керування з чотирма блоками вимірів (потужності, тиску, температури), макету робочої ділянки (рис. 3.1) і ЕОМ, яка підключена до пульта.

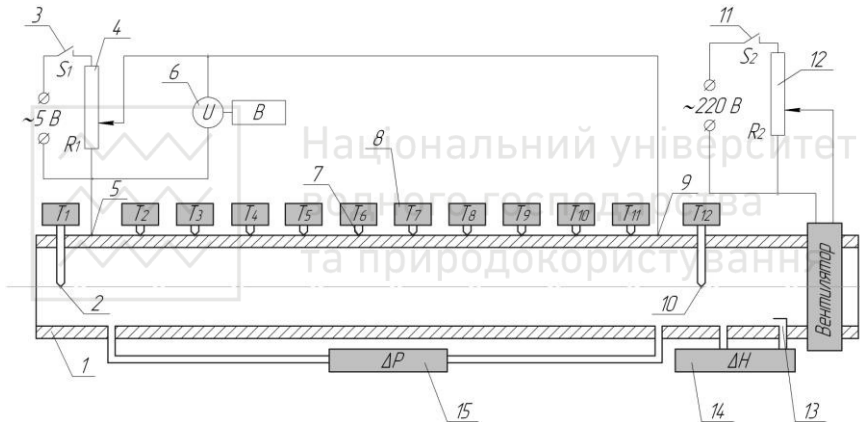


Рис. 3.1 – Схема робочої ділянки установки:

- 1 – стальна трубка; 2,7,10 – датчики температур; 3 – тумблер електронагріву;
- 4 – регулятор потужності електронагріву; 5,9 – підведення струму;
- 6,8,14,15 – цифрові індикатори; 11 – тумблер живлення вентилятора;
- 12 – регулятор потужності вентилятора; 13 – трубка Піто;

Робоча ділянка установки являє собою трубку з нержавіючої сталі 1 з внутрішнім діаметром $d=8,5\pm 0,01$ мм, через яку за допомогою вентилятора з електродвигуном продувається повітря. Витрата (і швидкість) повітря змінюється регулятором напруги в мережі вентилятора 12 і контролюється трубкою Піто 13. Перепад тиску (динамічний напір) ΔH , який вимірюється трубкою Піто, реєструється цифровим індикатором 14. Нагрів робочої ділянки трубки (на



довжині $l=720$ мм) здійснюється електричним струмом і регулюється автотрансформатором 4. Напруга U реєструється цифровим індикатором 6. Електричний опір трубки R дорівнює $0,0344$ Ом.

Спад тиску за рахунок гідравлічного опору на робочій ділянці ΔP реєструється цифровим індикатором 15.

Температура повітря на вході t_{p1} , і на виході t_{p2} вимірюється датчиками температур 2 і 10; температура стінки трубки вимірюється десятьма датчиками 7, які розташовані на зовнішній поверхні трубки.

Покази всіх датчиків температур виводяться послідовно через перемикачі на цифровий індикатор 8.

Покази цифрових індикаторів U , ΔH , ΔP , t_i на пульті керування дублюються на екрані телевізійного монітору.

Координати датчиків температур x_i , які встановлені на трубці і відраховуються від входу в трубку, і довжини ділянок L_i , які відповідають i -у датчику, наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Координати термопар на трубці x_i і довжина ділянок L_i

№ ділянки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ термопари	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x_i	25	45	85	155	250	370	490	610	695	715
L_i	25	30	55	82,5	107,5	120	120	102,5	52,5	25

3.3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1 В рекомендованому діапазоні основних режимних параметрів (напруга на трубці Піто $U=1,1; 1,3; 1,5; 1,7$ В і перепад тисків $\Delta H=200; 400; 800; 1000$ Па) вибирається один з варіантів проведення дослідів. При цьому на екрані монітору висвічується схема експериментальної установки з відображенням на ній регулюючих і вимірювальних пристроїв, а також процесу руху повітря в трубці на робочих режимах.

2 Перед початком дослідів необхідно встановити регулятори електронагріву і витрати на пульті керування в початкове положення поворотом до упору проти годинної стрілки. Після цього вмикаються тумблери живлення електродвигуна 11, нагрівника 4 і можна розпочати проведення дослідів.



3 Для вибраного режиму спочатку (для запобігання перегріву робочої ділянки) встановлюється рекомендована витрата повітря, яка визначається величиною перепаду ΔH на трубці Піто. Значення величини ΔH контролюється за цифровим індикатором 14 на пульті керування або на екрані монітора. Після цього встановлюється рекомендована напруга U електронагріву, значення якої контролюється за цифровим індикатором 6 на пульті або на екрані монітора.

4 Для встановленого режиму вимірюється спад тиску на ділянці нагріву ΔP (за цифровим індикатором або на екрані монітору), і записуються покази всіх дванадцяти датчиків температур, послідовно підключених з допомогою перемикачів до цифрового індикатора 8. Покази термопар (в °C) дублюються на екрані монітору.

6 Результати вимірів записуються в протокол (табл. 3.2).

7 По закінченню експерименту виконується перевід всіх регулювальних органів у вихідне положення.

Таблиця 3.2.

Результати дослідів
Барометричний тиск $B =$
Температура в приміщенні $t_{306} =$

U	ΔH	ΔP	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	t_{12}
B	Па	Па	°C											

3.4 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДУ

1 Визначається тепловий потік за відомою формулою

$$Q = \frac{U^2}{R}, \quad (3.4)$$

2 Підраховується масова витрата повітря за формулою

$$G = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{нов}^{вих} \cdot \Delta H}, \quad (3.5)$$

де B – барометричний тиск в Паскалях (1 мм.рт.ст.=133,3 Па);

$\mu = 0,63$ – коефіцієнт, який отриманий таруванням;

$$\rho_{нов}^{вих} = \frac{B - \Delta P}{R \cdot (t_{12} + 273)} - \text{густина повітря на виході з труби, кг/м}^3;$$

$R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - газова постійна повітря.



3 Визначається середня температура повітря

$$t_{нов} = \frac{1}{2} \cdot (t_1 + t_{12}). \quad (3.6)$$

4 Розраховується середня густина повітря

$$\rho_{нов} = \frac{B}{R \cdot (t_{нов} + 273)}. \quad (3.7)$$

5 Визначається число Рейнольдса і середня швидкість w на ділянці нагріву за формулами

$$Re = \frac{w \cdot d}{v_{нов}} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d \cdot \rho_{нов} \cdot v_{нов}}, \quad (3.8)$$

$$w = \frac{Re \cdot v_{нов}}{d}, \quad (3.9)$$

де $v_{нов}$ - кінематична в'язкість повітря при температурі $t_{нов}$, вибирається з табл. Д1.

6 Обчислюються значення температурного напору Δt_i в перерізах трубки з координатами x_i (табл. 3.1):

$$\Delta t_i = (t_i - t_1) - \frac{t_{12} - t_1}{720} \cdot x_i. \quad (3.10)$$

7 Визначаються локальні значення коефіцієнта тепловіддачі α_i за співвідношенням

$$\alpha_i = \frac{Q - Q_{вмп}}{\Delta t_i \cdot \pi \cdot d \cdot l}, \quad (3.11)$$

де $Q_{вмп}$ – втрати тепла з зовнішньої поверхні трубки:

$$Q_{вмп} = k \cdot (\overline{t_{нов}} - t_1), \quad (3.12)$$

$k=0,18$ – коефіцієнт, визначений дослідним шляхом;

$\overline{t_{нов}} = 0,1 \cdot \sum_{i=2}^{11} t_i$ - середня температура стінки трубки;

8 За отриманими значеннями α_i будується графік $\alpha=f(x)$.

9 Визначаються середнє значення коефіцієнта тепловіддачі і критерій Нуссельта за дослідними даними

$$\overline{\alpha} = \sum_{i=3}^{10} \alpha_i \cdot L_i / \sum_{i=3}^{10} L_i. \quad (3.13)$$



Крайні значення α_2 та α_{11} виключаються, через вплив втрат тепла із торців робочої ділянки. Значення L_i наведені в табл. 3.1.

$$Nu = \frac{\bar{\alpha}}{\lambda_{нов}} \cdot d. \quad (3.14)$$

Теплопровідність повітря $\lambda_{нов}$ наведена в табл. Д1.

10 Визначаються розрахункові значення критерію Нуссельта:

1) При вимушеному турбулентному русі ($Re \geq 10^4$, $Pr \geq 0,7$) на основній ділянці труби критеріальна залежність має вигляд:

$$Nu_p = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{нов}^{0,43}. \quad (3.15)$$

2) При менших значеннях числа Re, тобто в перехідній області руху ($2300 \leq Re < 10^4$) тепловіддача може бути розрахована за рівнянням

$$Nu_p = f(Re) \cdot Pr_{нов}^{0,48}, \quad (3.16)$$

де $f(Re)$ – функція, яка залежить від числа Re:

Re	2300	2500	3000	3500	4000	5000
$f(Re)$	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5

Re	6000	7000	8000	9000	10^4
$f(Re)$	20	24	27	30	$0,021 \cdot Re^{0,8}$

11 За даними досліду розраховується коефіцієнт гідравлічного опору трубки за формулами

$$\xi = \frac{\Delta P_{mp}}{w^2} \cdot \frac{2}{\rho_{нов}} \cdot \frac{d}{l}, \quad (3.15)$$

де $\Delta P_{mp} = \Delta P - \Delta P_{np} = \Delta P - w^2 \cdot \rho_{нов} \cdot \frac{t_{12} - t_1}{t_{нов} + 273}$ - спад тиску за

рахунок тертя;

ΔP_{np} - втрата тиску на прискорення потоку повітря.

12 Отримане значення коефіцієнта гідравлічного опору порівнюємо з розрахунковим, визначеним за формулою Блазіуса:

$$\xi_{роз} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (3.16)$$

13 Розраховується критерій Нуссельта за формулою, отриманою на основі гідродинамічної теорії теплообміну



$$Nu'_p = \frac{\xi_{роз}}{8} \cdot Re \cdot Pr_{нов}^{0,43} \quad (3.17)$$

Розраховані величини Nu_p та Nu'_p порівнюються з отриманим в експерименті Nu .

Результати розрахунків записуються в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3

Результати обробки дослідних даних

Q	$\rho_{нов}^{max}$	G	$t_{нов}$	$\rho_{нов}$	$\bar{\alpha}$	Nu	Nu_p	ξ	$\xi_{роз}$	Nu'_p
Bm	$кг/м^3$	$кг/с$	$^{\circ}C$	$кг/м^3$	$Bm/(м^2 \cdot K)$	-	-	-	-	-

$\frac{\Delta t_2}{\alpha_2}$	$\frac{\Delta t_3}{\alpha_3}$	$\frac{\Delta t_4}{\alpha_4}$	$\frac{\Delta t_5}{\alpha_5}$	$\frac{\Delta t_6}{\alpha_6}$	$\frac{\Delta t_7}{\alpha_7}$	$\frac{\Delta t_8}{\alpha_8}$	$\frac{\Delta t_9}{\alpha_9}$	$\frac{\Delta t_{10}}{\alpha_{10}}$	$\frac{\Delta t_{11}}{\alpha_{11}}$
$^{\circ}C$									
$Bm/(м^2 \cdot K)$									

3.5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке тепловіддача?
2. Закон Ньютона-Ріхмана. Який фізичний зміст коефіцієнта тепловіддачі?
3. Числа і критерії подібності.
4. Критеріальні рівняння.
5. Режими руху рідини в трубах, їх вплив на інтенсивність тепловіддачі.



**Тема: ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ
ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ТРУБИ ПРИ ВИМУШЕНОМУ І ВІЛЬНОМУ РУСІ РІДИНИ**

Мета: Визначення коефіцієнта тепловіддачі дослідним шляхом і розрахунок його з використанням критеріальних рівнянь при вільній і вимушеній конвекції.

4.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Конвекція – один із основних видів теплообміну, котрий являє собою перенос тепла за рахунок переміщення нагрітих об'ємів теплоносія від джерела тепла до споживача тепла. Конвекція властива тільки газам і рідинам і завжди супроводжується теплопровідністю. Сумісний процес переносу тепла конвекцією і теплопровідністю називається конвекційним теплообміном.

Конвекційний теплообмін, який протікає між теплоносієм (оточуючим середовищем) і поверхнею тіла, називається тепловіддачею і описується законом Ньютона-Ріхмана, аналітичний вираз якого має вигляд:

$$q = \alpha \cdot (t_p - t_{cm}), \quad (4.1)$$

або

$$Q = \alpha \cdot (t_p - t_{cm}) \cdot F, \quad (4.2)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, $Bm/(m^2 \cdot K)$;

t_p, t_{cm} – температури відповідно теплоносія і стінки, $^{\circ}C$;

F – поверхня стінки, m^2 .

Тепловіддача – складний вид теплообміну, який включає в себе передачу тепла теплопровідністю в суміжному ламінарному шарі безпосередньо біля поверхні стінки і переважно конвекційне перенесення тепла на зовнішній поверхні граничного шару. На інтенсивність тепловіддачі, яка визначається коефіцієнтом α , впливає багато факторів: характер і режим руху теплоносія, геометричні параметри стінки і т.д. тому теоретичний розрахунок коефіцієнта тепловіддачі дуже складний.

На практиці величину α визначають із критеріальних рівнянь, що являють собою функціональний зв'язок між числами подібності, які для стаціонарних умов теплообміну без змін агрегатного стану теплоносія мають вид:



$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ - критерій (число) Нуссельта, який характеризує кон-

векційний теплообмін між теплоносієм і поверхнею тіла;

$Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu} = \frac{\omega \cdot l \cdot \rho}{\mu}$ - критерій (число) Рейнольдса, який харак-

теризує режим течії вимушеного руху;

$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu}$ - критерій (число) Грасгофа, який характери-

зує вільну конвекцію теплоносія;

$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$ - критерій (число) Прандтля, який враховує теп-

лофізичні характеристики теплоносія;

де ω – швидкість руху теплоносія, m/s ;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, m^2/s ;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості теплоносія, $H \cdot s^2/lm$;

ρ – густина теплоносія, kg/m^3 ;

λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, $Wm/(m \cdot K)$;

c_p – теплоємність теплоносія, $Dж/(кг \cdot K)$;

g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273+t}$ - коефіцієнт температурного розширення, K^{-1} ;

$\Delta t = t_p - t_{cm}$ – температурний напір між стінкою і теплоносієм, K ;

a – коефіцієнт тепловіддачі, $Wm/(m^2 \cdot K)$;

l – визначальний розмір, m ;

t – визначальна температура, за якою вибираються ν , μ , ρ , a , c_p , λ .

В кожному конкретному випадку вказується, яка температура приймається за визначальну;

$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$ - коефіцієнт температуропровідності, m^2/s .

Поряд з конвекційним теплообміном при тепловіддачі дуже часто має місце променевий теплообмін між стінкою і оточуючим середовищем.

Променевий теплообмін або теплове випромінювання – один із основних видів теплообміну, при якому передача тепла від одного тіла до іншого здійснюється за допомогою електромагнітних хвиль.



Інтенсивність теплового випромінювання виражається законом Стефана-Больцмана:

$$E_o = c_o \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (4.3)$$

де c_o – густина потоку випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/м^2 ;
 K_o – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;
 T – абсолютна температура поверхні тіла, К .

4.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

На рис. 4.1 зображена схема дослідної установки, яка призначена для визначення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні горизонтально розміщеної труби 1 в оточуюче середовище при вільній і вимушеній конвекції.

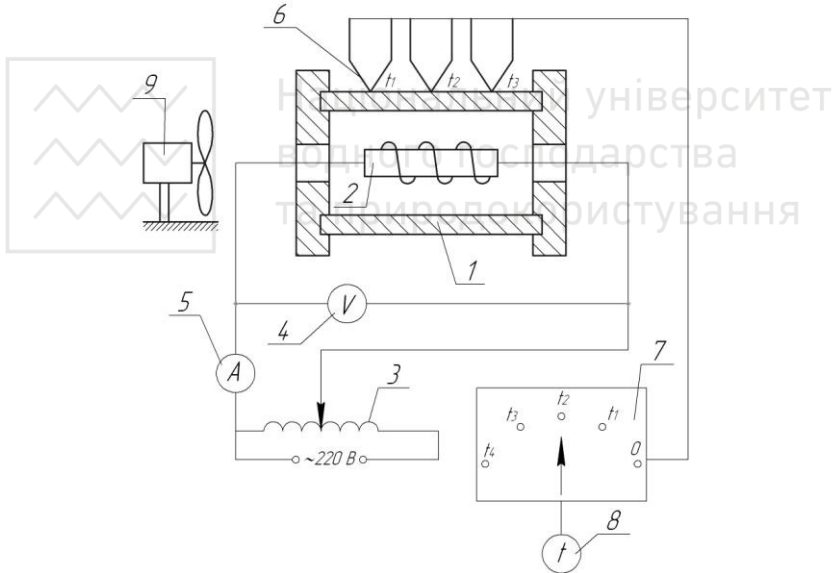


Рис. 4.1 – Схема дослідної установки:

- 1 – сталева труба; 2 – електронагрівник; 3 – автотрансформатор;
- 4 – вольтметр; 5 – амперметр; 6 – термопари; 7 – перемикач;
- 8 – потенціометр; 9 - вентилятор.

Установка складається із труби 1 зовнішнім діаметром 60 мм і довжиною 800 мм , яка нагрівається електронагрівником 2 . Напряга нагрівника регулюється автотрансформатором 3 і вимірюється



вольтметром 4; сила струму, яка протікає через нагрівник вимірюється амперметром 5. Температура на внутрішній поверхні труби вимірюється термопарами 6, які підключаються перемикачем 7 до потенціометра 8. Для створення вимушеного потоку повітря вздовж труби служить вентилятор 9.

При роботі установки тепло, яке виділяється нагрівником, передається трубі, а від труби – оточуючому середовищу частково променевим, а частково конвекційним теплообміном.

4.3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1 Включити пристрій і за допомогою автотрансформатора встановити задані силу струму і напругу.

2 Після встановлення стаціонарного режиму роботи провести замір температур t_1, t_2, t_3, t_4 три рази через кожні 2 хвилини, підключаючи перемикачем кожну із термопар до потенціометра.

3 Включити вентилятор і після виходу установки на новий стаціонарний температурний режим роботи повторити замірювання температур на поверхні труби у відповідності з пунктом 2.

4 Зафіксувати силу струму I і напругу U , а також температуру оточуючого повітря t_n .

5 Вимкнути установку.

6 Результати проведення експерименту занести в таблицю 4.1.

4.4 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДУ

1 Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі виходячи з дослідних даних

1.1 Розрахувати температуру поверхні стінки t_{cm} , як середньо арифметичну величину, спочатку для кожного заміру, а потім для серії з трьох замірів у випадку вільної конвекції і в випадку вимушеної конвекції.

1.2 Визначити сумарний тепловий потік, який їде з поверхні труби в оточуюче середовище, рівний тепловій потужності нагрівача:

$$Q = U \cdot I. \quad (4.4)$$

1.3 Визначити для вільної і вимушеної конвекцій теплові потоки, які передаються з поверхні труби в оточуюче середовище випромінюванням за формулою:

$$Q_g = c \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right], \quad (4.5)$$



де $c=5,25 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ – коефіцієнт випромінювання сталі;

F – бічна поверхня труби, m^2 ;

T_{cm} і T_n – абсолютні температури поверхні труби і повітря, K .

1.4 Знайти теплові потоки, які передаються з поверхні стінки в оточуюче середовище конвекційним теплообміном:

$$Q_k = Q - Q_g. \quad (4.6)$$

1.5 Використовуючи рівняння (4.2) знайти коефіцієнти тепловіддачі для вільної і вимушеної конвекції:

$$\alpha_{доc} = \frac{Q_k}{F \cdot (t_{cm} - t_n)}. \quad (4.7)$$

Таблиця 4.1

Результати дослідів і розрахунків

Вид руху теплоносія	№ заміру	t_1	t_2	t_3	t_4	t_{cm}	t_n	I	U
		°C						A	B
Вільна конвекція	1								
	2								
	3								
	сер								
Вимушена конвекція	1								
	2								
	3								
	сер								

Вид руху теплоносія	Q	Q_g	Q_k	$\alpha_{доc}$	$\alpha_{роз}$	δ
	Bm			$\text{Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$		%
Вільна конвекція						
Вимушена конвекція						

2 Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі для вільної конвекції за критеріальним рівнянням

2.1 Тепловіддача при вільному русі теплоносія описується критеріальними рівняннями, які мають наступний вигляд:

$$Nu = A \cdot (Gr \cdot Pr)^n, \quad (4.8)$$



де коефіцієнти A і n вибираються в залежності від режиму обтікання стінки теплоносієм, див. таблицю 4.2.

Таблиця 4.2

Фізичні параметри

A	n	Режим обтікання	Область застосування
1,8	1/8	ламінарний	$1 \cdot 10^{-2} < Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^2$
0,54	1/4	перехідний	$5 \cdot 10^2 < Gr \cdot Pr \leq 2 \cdot 10^7$
0,135	1/3	турбулентний	$2 \cdot 10^7 < Gr \cdot Pr \leq 1 \cdot 10^{13}$

В ролі визначальної температури прийнята середньоарифметична температура суміжного шару:

$$t = 0,5 \cdot (t_{cm} + t_n). \quad (4.9)$$

В ролі визначального розміру l при горизонтальному розміщенні труби приймається її зовнішній діаметр.

2.2 Визначити числові значення критеріїв Грасгофа і Прандтля.

2.3 За величиною $Gr \cdot Pr$ визначити режим вільної конвекції і значення коефіцієнтів A і n за допомогою таблиці 4.2.

2.4 Розв'язавши рівняння (4.8) відносно критерію Нуссельта, знайти величину коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_{роз} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (4.10)$$

вибравши значення коефіцієнта теплопровідності із таблиці Д1.

3 Результати обчислень занести в таблицю 4.1.

4 Зробити аналіз отриманих результатів, порівнявши значення коефіцієнтів $\alpha_{дос}$ і $\alpha_{роз}$.

4.5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке конвекція, вільна і вимушена конвекція?
2. Що таке конвекційний теплообмін?
3. Що таке променевий теплообмін? Закони, які описують променевий теплообмін.
4. Тепловіддача, рівняння Ньютона-Ріхмана?
5. Фізичний зміст коефіцієнта тепловіддачі?
6. Способи визначення коефіцієнта тепловіддачі?
7. Суть теорії подібності?
8. Загальний вид критеріальної залежності.



**Тема: ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ ВІЛЬНІЙ КОНВЕКЦІЇ
БЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛІНДРА**

Мета: Експериментально визначити коефіцієнт тепловіддачі на поверхні горизонтально розміщеного циліндра при вільній конвекції в необмеженому просторі і порівняти результати дослідів з розрахунковими даними.

5.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Конвекційний теплообмін – процес переносу тепла при переміщенні макрооб’ємів рідини або газу відносно поверхні твердого тіла. Розрізняють вимушену і вільну (природну) конвекції. Вимушений рух рідини реалізується за рахунок сил тиску, які створюються примусово, наприклад насосом, компресором або набігаючим потоком. Вільна (природна) конвекція створюється в полі зовнішніх масових сил, які мають різну природу: гравітаційні і електромагнітні поля, відцентрові або сили Коріоліса і т.д. В окремому випадку зовнішні масові сили можуть бути обумовлені гравітаційним полем Землі. Тоді вільну конвекцію прийнято називати тепловою гравітаційною конвекцією.

В загальному випадку при неоднорідному розповсюдженні густини рідини сила тяжіння не врівноважується силою Архімеда. На відміну від вимушених конвективних течій, які обумовлені зовнішніми причинами, вільні (або природні) конвективні течії виникають виключно під дією нерівномірності густини рідини або газу.

Для інженерної практики важливо знати і вміти визначати інтенсивність теплообміну на поверхні, яка характеризується коефіцієнтом тепловіддачі. Під коефіцієнтом тепловіддачі розуміється кількість теплоти, яка віддається (або приймається) із одиниці поверхні за одиницю часу при різниці температур між поверхнею і середовищем в один градус:

$$\alpha = \frac{q}{t_{cm} - t_p}, \quad (5.1)$$

де q – густина теплового потоку, яка рівна кількості теплоти, що віддається із одиниці поверхні за одиницю часу, Bm/m^2 ;

t_{cm} – температура поверхні;



t_p – температура середовища за межами граничного шару.

Використовуючи закон Фур'є $q = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n}$, вираз для визначення коефіцієнту тепловіддачі в граничному шарі записується у вигляді:

$$\alpha = \frac{-\lambda \cdot (\partial t / \partial n) \cdot w}{t_{cm} - t_p}, \quad (5.2)$$

Цей вираз прийнято називати рівнянням тепловіддачі.

Інший шлях визначення коефіцієнта тепловіддачі – експериментальний метод. Проте при вивченні процесу конвекційної тепловіддачі не завжди легко проводити експериментальні дослідження. Процес конвекційного теплообміну, як правило, описується великою кількістю змінних, зокрема це стосується турбулентних потоків, що особливо ускладнює експериментальне дослідження. Крім того, необхідно визначити з яким ступенем достовірності отримані експериментальні дослідження на моделях можна використовувати на реальних об'єктах. Таким чином, під час експериментального дослідження процесу теплообміну необхідно вміти моделювати цей процес в лабораторних умовах. Ці труднощі допомагає вирішити теорія подібності, за допомогою якої розмірні фізичні величини можливо об'єднати в безрозмірні комплекси (критерії подібності), таким чином, що кількість цих комплексів буде менше від числа розмірних величин. Отримані безрозмірні комплекси можна розглядати як нові змінні, які відображають дію не тільки окремих факторів, але і їх сукупності. Це дозволяє суттєво полегшити пошук фізичних зв'язків в досліджуваному процесі. Теорія подібності встановлює також умови, при яких результати лабораторних досліджень можна розповсюдити на інші явища або реальні об'єкти, які подібні до тих, що розглядаються. Тоді стає можливо розповсюдити результати одиничного експерименту на клас подібних явищ. Теорія подібності є не тільки теоретичною базою експерименту, але і важливою допомогою в аналітичних дослідженнях.

5.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Експериментальна установка складається з ЕОМ і робочої ділянки.

Робоча ділянка (рис. 5.1) являє собою металеву трубу 2, яка виготовлена із нержавіючої сталі і розміщена горизонтально. Геометричні розміри труби можуть змінюватись в наступних межах: тов-



щина стінки $\delta=0,5\div 1$ мм, зовнішній діаметр труби $d=20\div 50$ мм, довжина труби $L=0,5\div 1$ м. Нагрів робочої ділянки здійснюється пропусканням по ній змінного електричного струму низької напруги, який підводиться до затискачів, установлених на кінцях труби.

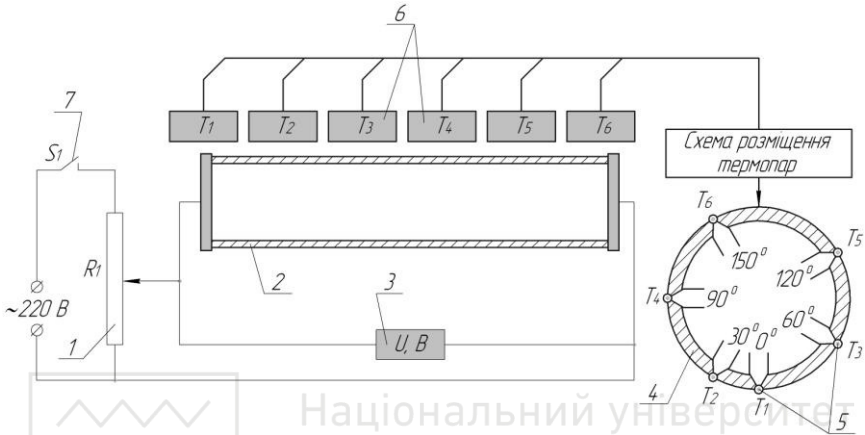


Рис. 5.1 – Схема робочої ділянки установки:

- 1 – автотрансформатор; 2 – стальна труба; 3 – цифровий індикатор напруги;
- 4 – поперечний переріз труби; 5 – датчики температур;
- 6 – цифровий індикатор температури; 7 – тумблер електронагріву.

Режим нагріву плавно змінюється за допомогою регулятора нагріву 1. Спад напруги на кінцях циліндра визначається за цифровим індикатором 3. Температура зовнішньої поверхні труби визначається за цифровим індикатором 6 через багатопозиційний перемикач. При цьому датчики температур 5 приварюються до зовнішньої поверхні труби в середньому перерізі 4 та розміщуються вздовж контуру поперечного перерізу труби під різними кутами, які відміряються від нижньої (критичної) точки.

Для вимірювання температури і тиску зовнішнього повітря передбачені термометр і барометр.

5.3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1 В рекомендованому діапазоні вимірювання геометричних параметрів робочої ділянки (діаметр труби $d=20\div 50$ мм, довжина труби $L=0,5\div 1$ м, товщина стінки $\delta=0,5\div 1$ мм) вибирається один із варіантів геометричних характеристик робочої ділянки.



2 Вмикаються тумблери живлення вимірювальних приладів і тумблер електронагріву 7 робочої ділянки. Для контролю інтенсивності нагріву досліджуваного циліндра перемикач датчиків температур встановлюється в положення T_6 , яке відповідає максимальній температурі поверхні.

3 Плавним обертанням регулятора нагріву 1 встановлюються вибрані режими нагріву, які контролюються цифровим індикатором нагріву 3. Експерименти проводяться на стаціонарному тепловому режимі.

4 За допомогою перемикача по приладу визначається розподіл температури по контуру поперечного перерізу робочої ділянки.

5 Плавно обертючи регулятор електронагріву робочої ділянки і контролюючи максимальну його температуру, встановлюють наступний режим.

6 Результати випробувань заносяться в протокол (табл. 5.1).

7 По закінченні проведення експерименту проводиться перевід всіх регулюючих органів в початкове положення.

Таблиця 5.1
Протокол експерименту

Барометричний тиск $B=$
Температура в приміщенні $t_{нов} =$

Номер режиму	Покази термопар													
	U		t_1		t_2		t_3		t_4		t_5		t_6	
	B	mV	$^{\circ}C$	mV	$^{\circ}C$	mV	$^{\circ}C$	mV	$^{\circ}C$	mV	$^{\circ}C$	mV	$^{\circ}C$	
1														
...														
5														

5.4 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДУ

1 Покази термоЕРС кожного температурного датчика переводяться в градуси Цельсія за залежністю:

$$t_i = E_i / 0,0695. \tag{5.3}$$

2 Визначається теплота, яка виділяється на експериментальній ділянці в результаті проходження по ній електричного струму:

$$Q = \frac{U^2}{R}, \tag{5.4}$$



де R – електричний опір труби: $R = \rho_{el} \cdot L / S$;

$S = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_{en}^2)$ - площа поперечного кільцевого перерізу труби;

ρ_{el} – питомий електричний опір матеріалу труби, для нержавіючої сталі визначається в залежності від температури:

$$\rho_{el} = 7,5 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{\bar{t} + 273}{273} \right)^{0,236}, \quad (5.5)$$

де t_{cm} - середня температура стінки труби: $t_{cm} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_i$.

(t_i - значення вимірювальних температур в °C по контурі поперечного перерізу труби, n – кількість вимірювань в перерізі труби на одному режимі).

3 Визначається теплота, яка віддається поверхнею труби в навколишнє середовище шляхом випромінювання відповідно до закону Стефана-Больцмана:

$$Q_e = 5,67 \cdot \varepsilon \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{нов}}{100} \right)^4 \right], \quad (5.6)$$

де $\varepsilon=0,2$ – степінь чорноти поверхні сталюого циліндра;

$F = \pi \cdot d \cdot L$ - площа зовнішньої поверхні труби.

4 Визначається густина теплового потоку на поверхні труби, яка обумовлена теплообміном при природній конвекції:

$$q = \frac{Q_k}{S} = \frac{Q - Q_e}{\pi \cdot d \cdot l}. \quad (5.7)$$

5 Визначається середнє (по контуру поперечного перерізу труби) значення коефіцієнта тепловіддачі для кожного температурного режиму за формулою Ньютона-Ріхмана (5.1):

$$\alpha = \frac{q}{t_{cm} - t_{нов}}. \quad (5.8)$$

6 Визначаються критерії подібності Nu , Gr , Pr :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_{нов}}, \quad Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_{нов}) \cdot d^3 \cdot \rho_{нов}^2}{\mu_{нов}^2}, \quad Pr = \frac{\nu_{нов}}{a_{нов}}.$$

Визначальна температура – температура середовища $t_{нов}$.



Pr – критерій Прандтля, для повітря можна прийняти $Pr=0,7$;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\beta = 1/T_{нов}$ - коефіцієнт об'ємного розширення;

$\rho_{нов}$ – густина повітря, яка визначається із рівняння стану

$$\rho_{нов} = \frac{P_o}{R \cdot T_{нов}} \quad (\text{де } P_o - \text{ тиск зовнішнього повітря в паскалях,}$$

$R=287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – газова стала повітря);

$\lambda_{нов}$, $\mu_{нов}$ - коефіцієнт теплопровідності і динамічна в'язкість повітря, які визначаються в залежності від $T_{нов}$ за емпіричними залежностями:

$$\lambda_{нов} = 0,0245 \cdot \left(\frac{T_{нов}}{273} \right)^{0,82}, \quad (5.9)$$

$$\mu_{нов} = 1,72 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T_{нов}}{273} \right)^{0,683}, \quad (5.10)$$

7 Результати розрахунків зводяться в таблицю 5.2.

8 В логарифмічних координатах будується залежність $\lg Nu = f(\lg(Gr \cdot Pr))$ для середнього (по контуру поперечного перерізу труби) значення критерію Нуссельта. На залежність наносяться відповідні експериментальні значення.

Таблиця 5.2.
Результати обробки дослідних даних

№ режиму	Q	Q_e	q	$t_{нов}$	α	Nu	Gr	$\lg(Nu)$	$\lg(Gr \cdot Pr)$
	Bm	Bm	$\frac{Bm}{m^2}$	$^{\circ}C$	$\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$	-	-	-	-
1									
2									
3									
4									
5									



5.5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке конвекція, вільна і вимушена конвекція?
2. Що таке конвекційний теплообмін?
3. Що таке променевий теплообмін? Закони, які описують променевий теплообмін.
4. Тепловіддача, рівняння Ньютона-Ріхмана?
5. Фізичний зміст коефіцієнта тепловіддачі?
6. Способи визначення коефіцієнта тепловіддачі?
7. Суть теорії подібності?
8. Загальний вид критеріальної залежності.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6

Тема: *ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ ВІЛЬНІЙ КОНВЕКЦІЇ
БЛЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЦИЛІНДРА В АТМОСФЕРІ РІЗНИХ ГАЗІВ*

Мета: Експериментально визначити локальний коефіцієнт тепловіддачі вздовж вертикальної поверхні, узагальнити результати у вигляді критеріальних залежностей з наступним порівнянням з розрахунковими формулами і оцінити вплив різноманітних газових середовищ на характер потоку в пограничному шарі.

6.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Конвекційним теплообміном називається процес переносу теплоти при переміщенні рідини або газу відносно твердої поверхні. Розрізняється конвекційний теплообмін при вимушеній і вільній конвекції. Вимушена конвекція здійснюється при переміщенні об'ємів рідини або газу під дією сил тиску, який забезпечується примусово за допомогою компресора або набігаючого потоку. Вільна конвекція здійснюється в полі зовнішніх масових природних сил різноманітного походження: гравітаційних, електромагнітних, відцентрових і т. д. У випадку вільної конвекції в полі гравітаційних сил рух середовища біля твердої поверхні відбувається за рахунок різниці густин різноманітних частин середовища, яка зумовлена різницею температур.

Якщо в середовище газу або рідини ввести тіло – з температурою відмінною від температури середовища, то відбувається порушення рівноваги стану середовища. Виникаюча температурна нерівномір-



ність зумовлює неоднорідність густини середовища біля тіла, що призводить, під дією гравітації, до виникнення підйомних сил і вільної конвекції середовища біля поверхні тіла.

Тепловий потік при конвекційному теплообміні визначається законом Ньютона-Ріхмана:

$$Q = \alpha \cdot (t_{cm} - t_p) \cdot F, \quad (6.1)$$

де Q – кількість теплоти, що передається при конвекційному теплообміні від твердої поверхні до газу, який рухається відносно цієї поверхні;

α - коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

t_{cm} і t_p – температура твердої стінки і газу відповідно;

F – площа поверхні теплообміну, $м^2$.

Коефіцієнт тепловіддачі α являє собою кількість теплоти, що передається через одиницю площі ізотермічної поверхні теплообміну в одиницю часу при різниці температур стінки і газу в 1°C .

Коефіцієнт тепловіддачі α є функцією багатьох змінних: режиму руху потоку середовища, швидкості потоку, фізичних характеристик середовища і т.д. Визначення коефіцієнта тепловіддачі відбувається теоретичним або експериментальним шляхом з використанням теорії подібності.

При математичному описі процесу конвекційного теплообміну використовується система рівнянь граничного шару, що складається з рівнянь нерозривності, руху, енергії.

Умови однозначності складаються з початкових умов, які включають завдання розподілу основних параметрів в початковий момент часу, і граничних умов на стінці і в граничному шару:

$$t = t_{cm} \text{ при } y = 0,$$

$$t = t_p \text{ при } y = \delta,$$

$$w = 0 \text{ при } y = 0 \text{ та } y = \delta,$$

де y - координата по товщині граничного шару;

δ - товщина граничного шару;

U - швидкість руху середовища в граничному шарі;

t_{cm} , t_p - температура стінки і середовища.

Для ламінарної вільної конвекції ця система рівнянь в конкретних випадку при деяких спрощеннях може бути вирішена чисельними методами на ЕОМ. Більш складні випадки ламінарної і турбу-

лентної вільної конвекції досліджуються експериментальними методами з обробкою результатів з допомогою теорії подібності.

Безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі, критерій Нусельта, є визначальним критерієм, так як в нього входить величина α . Критерій Нусельта визначає відношення теплового потоку, переданого процесом тепловіддачі до теплового потоку, що передається за рахунок процесу теплопровідності:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}. \quad (6.2)$$

Визначальними критеріями при вільній конвекції є критерії Гра-сгофа і Прандтля. Вони складені з величин, заданих при математичному описі процесу тепловіддачі, включаючи величини, що входять в умову однозначності.

При обробці і узагальненні експериментальних даних велике значення має визначальна температура, за якою визначаються фізичні величини, що входять в критерій подібності. В загальному випадку за визначальну температуру можна прийняти температуру стінки t_{cm} та середньоарифметичну температуру t_m :

$$t_m = \frac{t_{cm} + t_p}{2}. \quad (6.3)$$

6.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Експериментальна установка складається з ЕОМ і робочої ділянки.

Робоча ділянка (рис. 6.1) являє собою тонкостінний сталевий циліндр l із зовнішнім діаметром $D_{зов} = 40$ мм і довжиною $L = 1500$ мм. Зовнішня поверхня циліндра хромована. Циліндр розміщений вертикально і захищений прозорим кожухом з оргскла діаметром 700 мм, призначеним для запобігання впливу на досліджувану вертикальну поверхню вимушених коливань середовища, які обумовлені сторонніми джерелами.

Досліджуваний циліндр нагрівається електричним струмом. Режими нагріву плавно змінюються за допомогою регулятора нагріву 2. Спад напруги на кінцях циліндра визначається за цифровим індикатором 3. Торці циліндра закриті заглушками 4 для зменшення теплових втрат.

Температура стінки циліндра визначається за цифровим індикатором 6 через багатопозиційний перемикач.



Температура стінки циліндра визначається в 10-ти точках вздовж вертикальної поверхні на відстані $l=0,15$ м одна від одної. Температура газового середовища біля досліджуваного циліндра визначається термометром. На даній установці досліджуються чотири види газів, які омивають циліндричну поверхню: повітря, вода, азот та двоокис вуглецю. Фізичні параметри цих газів наведені в таблицях додатку Д1-Д4. Вибір виду газу забезпечується робочою програмою експерименту, яка закладена в ЕОМ. При цьому на моніторі висвічується назва газу, який використовується в досліді.

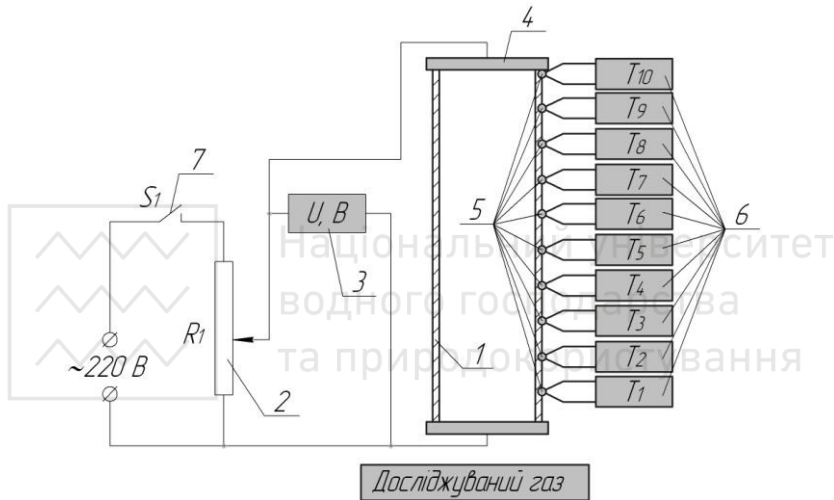


Рис. 6.1 – Схема робочої ділянки установки:

- 1 – стальна труба; 2 – автотрансформатор; 3 – цифровий індикатор напруги;
- 4 – заглушка торців; 5 – датчики температури;
- 6 – цифровий індикатор температури; 7 – тумблер електронагріву.

6.3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1 Задається газове середовище, яке омиває досліджувану циліндричну поверхню.

2 Вмикаються тумблери живлення пристроїв та тумблери електронагріву робочої ділянки 7. Повільним обертанням регулятора нагріву встановлюються вибрані режими нагріву. Експерименти проводяться при стаціонарному тепловому режимі.

3 За допомогою цифрового індикатора 6 через багатопозиційний перемикач визначається температура циліндричної поверхні у всіх



десяти точках. Температура газового середовища визначається термометром.

3 Результати дослідів заносяться в таблицю 6.1.

4 По закінченні проведення експерименту проводиться перевід всіх регулюючих органів в початкове положення.

Таблиця 6.1

Результати дослідів і розрахунків

Вид газу	U, B	Вимірювання $t, mV/^{\circ}C$											
		t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{30s}	

Вид газу	Розрахунок									
	Q	Q_{ϵ}	Q_{κ}	α_i	Nu_i	Gr_i	Ламінарний режим		Турбулентний режим	
	Bm	Bm	Bm	-	-	n_1	C_1	n_2	C_2	

6.4 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДУ

1 Покази термоЕРС кожного температурного датчика переводяться в градуси Цельсія за залежністю:

$$t_i = E_i / 0,0695. \tag{6.3}$$

2 Електрична потужність, яка підводиться до циліндру, визначається за формулою:

$$Q = \frac{U^2}{R}, \tag{6.4}$$

де R – омичний опір циліндра, приймається рівним 0,0195 Ом.

3 Променевий тепловий потік визначається за формулою:

$$Q_{\epsilon} = c_o \cdot \epsilon \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{30s}}{100} \right)^4 \right], \tag{6.5}$$

де $c_o=5,67 Bm/(m^2 \cdot K^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\epsilon=0,2$ – ступінь чорноти поверхні сталюого циліндра;



$F = \pi \cdot D_{306} \cdot L$ - площа бокової поверхні циліндра.

4 Визначається конвекційний тепловий потік із балансу енергії:

$$Q_k = Q - Q_{\text{св}}. \quad (6.6)$$

5 Місцевий коефіцієнт тепловіддачі дорівнює:

$$\alpha_i = \frac{Q_k}{\pi \cdot D_{306} \cdot L \cdot \Delta t_i}, \quad (6.7)$$

де $\Delta t_i = t_i - t_{306}$ – температурний напір в місцях встановлення датчиків температур 7.

6 Знаходимо значення визначальної температури за формулою

$$t_m = \frac{t_{\text{св}} + t_{306}}{2}. \quad (6.8)$$

7 За знайденим значенням визначальної температури випикуємо з таблиць додатку Д1-Д5 теплофізичні параметри (α , ν , Pr) і визначаємо об'ємний коефіцієнт розширення $\beta = 1/T_m$.

8 Визначаємо критерії подібності за залежностями:

$$Nu_i = \frac{\alpha_i \cdot x_i}{\lambda_m}, \quad (6.9)$$

$$Gr_i = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_i - t_{\text{св}})}{\nu_m^2}, \quad (6.10)$$

$$Pr_m = \frac{\nu_m}{a_m} = \frac{c_p \cdot \mu_m}{\lambda_m}. \quad (6.11)$$

9 Результати розрахунку зводяться в табл. 6.1.

10 Отримані значення критеріїв подібності наносяться на графік, побудований в логарифмічних координатах $\lg Nu$, $\lg(Gr \cdot Pr)$ і апроксимується прямою лінією, тангенс кута нахилу якої визначає значення показника n в критеріальній залежності $Nu_x = C \cdot (Gr_x \cdot Pr)^n$.

Значення постійної C визначається з виразу за будь-якою точкою апроксимуючої прямої.

11 Порівнюються експериментально отримані залежності $Nu_x = C \cdot (Gr_x \cdot Pr)^n$ з теоретичними для ламінарного та турбулентного режимів потоку.



Ламінарний режим потоку реалізується при $Gr_x \cdot Pr_m < 10^9$ і теоретична залежність має вигляд

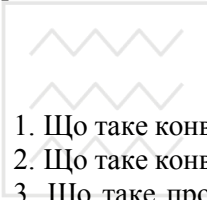
$$Nu_x = 0,56 \cdot (Gr_x \cdot Pr_m)^{0,25}.$$

Турбулентний режим потоку в пограничному шарі реалізується при $Gr_x \cdot Pr_m \geq 6 \cdot 10^{10}$, теоретична залежність має вигляд:

$$Nu_x = 0,13 \cdot (Gr_x \cdot Pr_m)^{1/3}.$$

В даній роботі може реалізуватися зразу обидва режими потоку в залежності від газового середовища, яке досліджується, і експериментальні результати апроксимуються двома прямими з різним нахилом, і відповідно отримуємо два значення показника степеня n_1 та n_2 при $(Gr_x \cdot Pr_m)$ та постійній C_1 і C_2 .

12 Будується графік залежності коефіцієнта тепловіддачі вздовж вертикальної стінки $\alpha_i = f(x_i)$.



6.5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке конвекція, вільна і вимушена конвекція?
2. Що таке конвекційний теплообмін?
3. Що таке променевий теплообмін? Закони, які описують променевий теплообмін.
4. Тепловіддача, рівняння Ньютона-Ріхмана?
5. Фізичний зміст коефіцієнта тепловіддачі?
6. Способи визначення коефіцієнта тепловіддачі?
7. Суть теорії подібності?
8. Загальний вид критеріальної залежності.



ДОДАТОК

Таблиця Д1

Фізичні властивості води на лінії насичення

t , °C	ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	$\lambda \cdot 10^2$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$	$\alpha \cdot 10^8$, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6$, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	$\nu \cdot 10^6$, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
0	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	13,67
10	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	9,52
20	998,2	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	7,02
30	995,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	5,42
40	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	4,31
50	988,1	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	3,54
60	983,2	4,179	65,9	16	469,4	0,478	2,98
70	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	2,55
80	971,8	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	2,21
90	965,3	4,208	68	16,8	314,9	0,326	1,95
100	958,4	4,22	68,3	16,9	282,5	0,295	1,75
110	951	4,233	68,5	17	259	0,272	1,6
120	943,1	4,25	68,6	17,1	237,4	0,252	1,47
130	934,8	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	1,36
140	926,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	1,26
150	917	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	1,17
160	907,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	1,1
170	897,3	4,38	67,9	17,3	162,8	0,181	1,05
180	886,9	4,417	67,4	17,2	153	0,173	1
190	876	4,459	67	17,1	144,2	0,165	0,96
200	863	4,505	66,3	17	136,4	0,158	0,93
210	852,8	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	0,91
220	840,3	4,614	64,5	16,6	124,6	0,149	0,89
230	827,3	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	0,88
240	813,6	4,756	62,8	16,2	114,8	0,141	0,87
250	799	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	0,86
260	784	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	0,87
270	767,9	5,07	59	15,1	102	0,133	0,88
280	750,7	5,23	57,4	14,6	98,1	0,131	0,9
290	732,3	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	0,93
300	712,5	5,736	54	13,2	91,2	0,128	0,97
310	691,1	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	1,03
320	667,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	1,11
330	640,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	1,22
340	610,1	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	1,39
350	574,4	9,504	43	7,88	72,6	0,126	1,6
360	528	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	2,35
370	450,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	6,79



Таблиця Д2

Фізичні параметри сухого повітря
при $B=10,13 \cdot 10^4$ Па (760 мм.рт.ст.)

t , °C	ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\alpha \cdot 10^6$, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6$, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	$\nu \cdot 10^6$, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,17	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,1	17,66	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,15	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,64	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,13	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,62	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,11	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,97	28,6	20,60	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,09	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,48	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,88	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,86	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,74	27,8	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,52	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,31	32,49	0,681
200	0,776	1,026	3,93	51,4	26,00	34,85	0,680
250	0,674	1,058	4,27	61,0	28,40	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,70	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,40	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,00	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,39	0,699



Таблиця Д3

Фізичні параметри двоокису вуглецю
при $B=10,13 \cdot 10^4$ Па (760 мм.рт.ст.)

$T,$ K	$\rho,$ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot K}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot K}$	$\mu \cdot 10^6,$ $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\alpha \cdot 10^6,$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
300	1,773	0,851	1,66	14,92	8,42	11,0	0,77
350	1,517	0,900	2,04	17,21	11,34	14,9	0,76
400	1,326	0,942	2,43	19,39	14,62	19,5	0,75
450	1,176	0,981	2,83	21,49	18,24	24,5	0,74
500	1,059	1,02	3,25	23,31	22,01	30,1	0,73
550	0,962	1,05	3,66	25,39	26,39	36,2	0,73
600	0,883	1,08	4,07	27,22	30,83	42,7	0,72
650	0,814	1,10	4,45	28,98	35,6	49,7	0,72
700	0,756	1,13	4,81	30,63	40,52	56,3	0,72

Таблиця Д4

Фізичні параметри азоту
при $B=10,13 \cdot 10^4$ Па (760 мм.рт.ст.)

$T,$ K	$\rho,$ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot K}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot K}$	$\mu \cdot 10^6,$ $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\alpha \cdot 10^6,$ $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
300	1,123	1,041	2,59	17,82	15,87	22,15	0,716
350	0,962	1,042	2,93	20,0	20,79	29,23	0,711
400	0,842	1,045	3,27	22,04	26,18	37,16	0,705
450	0,749	1,05	3,58	23,96	31,99	45,52	0,703
500	0,674	1,056	3,89	25,57	37,94	54,65	0,694
550	0,612	1,065	4,17	27,47	44,89	63,98	0,702
600	0,561	1,075	4,46	29,08	51,84	73,95	0,701
650	0,518	1,086	4,72	30,62	59,11	83,9	0,705
700	0,481	1,098	4,99	32,1	66,74	94,48	0,706



Таблиця Д5

Фізичні параметри водню
при $V=10,13 \cdot 10^4$ Па (760 мм.рт.ст.)

$T,$ K	$\rho,$ $\frac{кг}{м^3}$	$c_p,$ $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{Вт}{м \cdot K}$	$\mu \cdot 10^6,$ $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\frac{м^2}{с}$	$\alpha \cdot 10^6,$ $\frac{м^2}{с}$	Pr
300	0,0807	14,31	18,3	8,9	110,29	158,5	0,696
350	0,0692	14,43	20,4	9,86	142,49	204,3	0,697
400	0,0605	14,48	22,6	10,82	178,84	258,0	0,693
450	0,0538	14,5	24,7	11,71	221,78	322,6	0,687
500	0,0484	14,52	26,6	12,59	260,12	378,5	0,687
550	0,0441	14,53	28,5	13,42	304,31	444,8	0,684
600	0,0403	14,55	30,5	14,25	353,6	520,2	0,680
650	0,0372	14,58	32,3	15,02	403,76	595,5	0,678
700	0,0346	14,61	34,2	15,78	456,07	676,5	0,674

ЛІТЕРАТУРА

1. Погорелов А. І. Тепломасообмін (основи теорії та розрахунку) : навчальний посібник для вузів. Львів : "Новий Світ-2000", 2006. 144 с.
2. Константінов С. М. Тепломасообмін : підручник. К. : ВПІ ВПК "Політехніка": Інрес, 2005. – 304 с.: іл.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М. : Энергия, 1980. 246 с.
4. Тепло- и масообмен. Теплотехнический эксперимент : справочник. М. : Энергоиздат, 1982. 512 с.