

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИВЧЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ В ВЕРТИКАЛЬНИХ КІЛЬЦЕВИХ МІКРОКАНАЛАХ З ОДНОБІЧНИМ ОБІГРИВОМ ТА ВИМУШЕНИМ РУХОМ РІДИНИ

Стан потоку рідини визначено, якщо відомі поля швидкості \bar{w} , тиску p та температури t . Знаючи поля \bar{w} , p , t , а також залежності фізичних властивостей від t та p , можна визначити всі величини, які характеризують теплообмін та рух рідини. Невідомі величини визначають з рівнянь суцільності, руху, енергії, які одержуються з основних законів фізики – законів збереження маси, кількості руху, моменту кількості руху та енергії в поєднанні з узагальнюючим законом в'язкого тертя Ньютона та законом теплопровідності Фур'є. Ці рівняння, доповнені залежностями фізичних властивостей рідини від температури та тиску, складають замкнену систему рівнянь, яка описує процес конвективного теплообміну та руху рідини [1–3].

В спеціальній літературі [1–3] подаються можливі аналітичні рішення системи диференційних рівнянь динаміки та енергії, для обмеженого кола задач. Чисельні рішення охоплюють більше коло задач, але, так само як і для аналітичних рішень, вони виявляються справедливими в рамках прийнятих умов однозначності. Перевірка коректності отриманих рішень проводиться шляхом верифікації з результатами експериментальних досліджень, тому, поряд з розв'язанням математичних моделей проводяться систематичні експериментальні дослідження процесів теплообміну [4, 5].

Подання результатів експериментальних досліджень, їх узагальнення та аналіз доцільно проводити методами теорії подібності. У випадку експериментального вивчення питання, застосування методу подібності дозволяє звести до мінімуму число величин, які необхідно змінювати в дослідях, зазначає раціональний спосіб узагальнення дослідних даних [6, с. 34].

Течія що вивчалась, відповідала малому впливу піднімальної сили ($Gr \cdot Pr$) < 40 в порівнянні з силами в'язкості та інерції. Стаціонарний про-

цес теплообміну, симетричний відносно вісі, повинен описуватись наступною системою безрозмірних чисел $Nu = Nu(X, Pe, Re)$. В якості безрозмірної координати використовувався комплекс $\frac{1}{Pe} \cdot \frac{L}{X}$, що дозволяв узагальнити та провести порівняння результатів досліджень [6, 7].

Експериментальне дослідження в основному було спрямоване на вивчення середньої тепловіддачі через зовнішню поверхню кільцевого мікроканалу в стаціонарних умовах при неусталених та сталих режимах течії. Метою дослідження було визначення середніх інтегральних коефіцієнтів тепловіддачі в вертикальних кільцевих мікроканалах при їх односторонньому обігріві та градієнтній течії та перевірці гіпотези, суть якої полягала в ствердженні, що починаючи з деякого моменту інтенсивність теплообміну буде залишатись постійною та дорівнювати величині обернено пропорційній термічному опору теплового пограничного шару. Дослідження здійснювались при $t_c = \text{const}$. При обробці експериментальних даних фізичні властивості рідини брались з роботи [8].

Структура експериментального стенда

Стенд для експериментального дослідження теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах з однібічним обігрівом при градієнтній течії рідини, рис. 5.1, складався з таких частин – робочої ділянки (1), термостату (2), ділянки вимірювання витрати (3), комплексу вимірювання температур (4), допоміжних контрольних приладів, живильного та циркуляційного трубопроводів, водяного насосу. Кільцевий мікроканал утворювався між зовнішньою поверхнею поршня та внутрішньою поверхнею неіржавіючого патрубку. З метою усунення осьових перетоків теплоти в поршні, що приводять до викривлення результатів досліджень, поверхня поршня виконувалась з фторопласту 40, фізичні характеристики матеріалу брались з роботи [9, с. 92]. Експеримент проводився в гідравлічно гладких каналах (абсолютна шорсткість не перевищувала $1\div 2$ мкм). Однібічний обігрів в кільцевому каналі досягався розміщенням робочої ділянки в термостаті (2). Підтримання та рівномірність розподілу заданої температури в термостаті забезпечувалось нагрівачами та постійно працюючим перемішуючим пристроєм. Витрата середовища через робочу ділянку контролювалась ротаметром (3). Вимірювання та запис температур води і поверхні на вході та виході з каналу здійснювалось вимірювальним комплексом (4). Комплекс вимірювання температур формувался з блоку хромель-копелевих термоелектричних термометрів підключених до універсального цифрового

вольтметру UNI-T UT70D через перемикач, та портативної EOM Toshiba-Satellite. Інтервал опитування сигналу від термопари відповідав 1 с, час запису сигналу від однієї термопари 60 с.

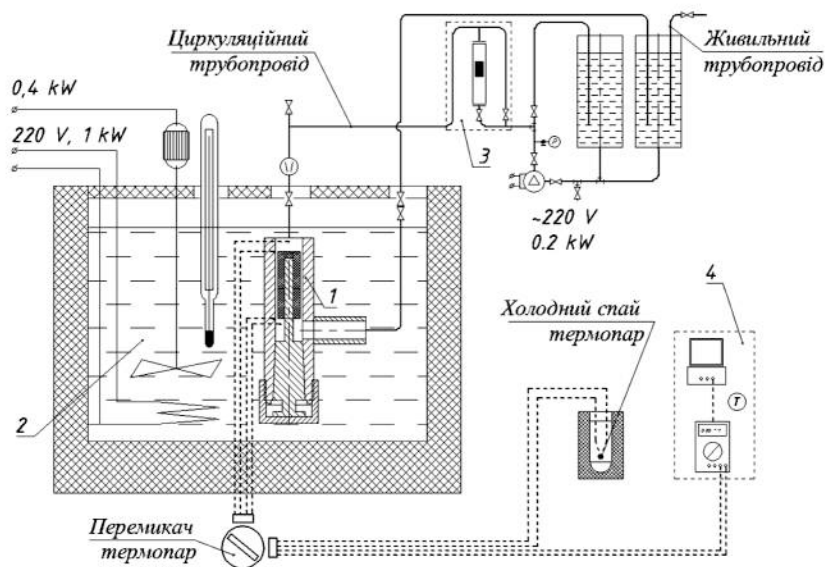


Рис. 1. Принципова схема експериментального стенда для досліджень теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах

Місця встановлення термоелектричних термометрів у робочій ділянці подаються на рис. 2. Вимірювалась температура потоку на вході та виході з каналу, відповідно, t_1 , t_2 ; температура стінки на вході та виході з каналу, відповідно, t_{1c} , t_{2c} . При визначенні середньої тепловіддачі температура стінки осереднювалась. Коливання температури стінки по довжині не перевищували $\pm 0,5$ °C. Перед мікроканалом існувала прямолінійна ділянка довжиною 10 калібрів для заспокоєння потоку після місцевих опорів. Направляючий апарат на вході в канал не встановлювався. В зв'язку з дисипацією кінетичної енергії вода циркулююча в системі нагрівалась. Постійна температура циркулюючого потоку підтримувалась змішуванням рідини в баках з живильною водою. Видалення повітря з рідини перед робочою ділянкою виконувалось через повітряний кран.

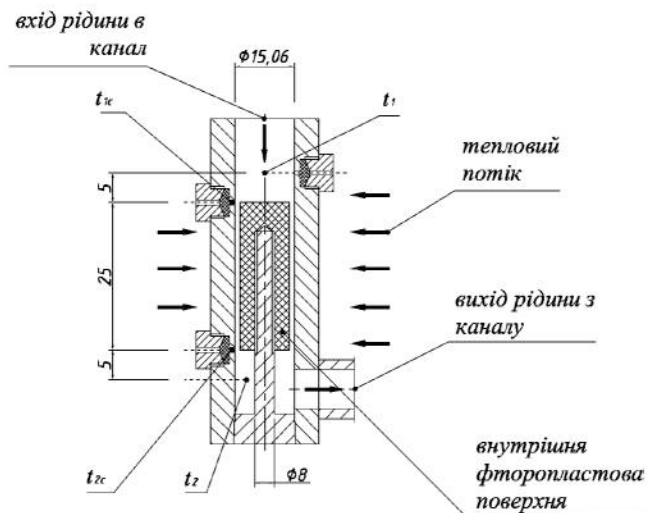


Рис. 2. Збільшений вигляд робочої ділянки з позначенням місць вимірювання температури

Технічні характеристики експериментального стенда.

- Електрична потужність нагрівачів, кВт: 2,0
- Витрата рідини яка нагрівається, кг/год:

максимальна	200
мінімальна	10
- Тиск в системі, МПа, при витраті:

максимальній	0,45
мінімальній	0,50
- Максимальна температура в термостаті, °С: 100

Методика експериментального дослідження

Дослідження проводились на водопровідній воді, яка задовольняла вимогам ГОСТу 2874-82* “Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством”, в діапазонах масових швидкостей ($0,22 \cdot 10^3$; $7,6 \cdot 10^3$) кг/(м² с) та температурних напорів (5,4; 63,5) °С, що відповідає наступним діапазонам чисел Рейнольдса, Прандтля та Пекле: $Re \in (1,3 \cdot 10^2; 2,5 \cdot 10^3)$, $Pr \in (3,2; 7,2)$, $Pe \in (0,4 \cdot 10^3; 1,5 \cdot 10^4)$. Намічений

комплекс досліджень тепловіддачі проводився на кільцевих мікроканалах шириною 59, 140 мкм, при постійній температурі зовнішньої стінки, $t_c = \text{const}$. Геометричні розміри каналів подаються в табл. 1.

Таблиця 1

Характеристики кільцевих мікроканалів

№ п/п	Ширина, δ , 10^{-6} м	Довжина, L , 10^{-3} м	Діаметр, 10^{-3} м			d_1/d_2	L/d_c
			внутрішній, d_1	зовнішній, d_2	еквівалент., d_c		
Канали гідравлічно гладкі							
1	59	25	14,942	15,060	0,118	0,992	212
2	140	25	14,780	15,060	0,280	0,981	89

Після встановлення необхідного поршня робоча ділянка розміщувалась в термостаті. По досягненні в термостаті заданої температури вмикався циркуляційний насос, забезпечуючи потрібний в системі напір та витрату. Одночасно з насосом вмикався запис електрорушійних сил від хромель-копелевих термоелектричних термометрів, що фіксували температури t_1 , t_2 , t_{1c} , t_{2c} , див. рис. 2. Температури вимірювались контактним способом, термо-ЕРС в термопарному колі вимірювались методом безпосередньої оцінки (універсальним цифровим вольтметром, внутрішній опір приладу перевищував 4000 М Ω). За зміною температур, робився висновок про досягнення стаціонарного режиму теплообміну. Середнє квадратичне відхилення від осередненої величини при цьому не перевищувало 0,01 мВ, що відповідало 0,18 $^{\circ}\text{C}$. Одночасно з вимірюванням температури на відеокамеру фіксувався відлік ротаметру. Середнє квадратичне відхилення не перевищувало 1,5 поділки, що відповідало 0,8–3,0 кг/год. Після проведення одного вимірювання реєструючі прилади відключались. Через 1–3 хвилини вимірювання повторювалось при тих самих граничних умовах. Загальна кількість повторювань при цьому складала 4–9 разів. Після завершення серії вимірювань на одному режимі відбувалась зміна граничних умов. Зміна умов теплообміну забезпечувалась зміною витрати середовища через кільцевий канал або величини температурного напору, яка здійснювалась зміною потужності електричних нагрівачів термостату. Після зміни граничних умов та виходу стенда на стаціонарний режим вимірювання повторювались.

Під час проведення вимірювань тиск в камері за каналом (див. рис. 2, в місці вимірювання температури t_2) не зменшувався нижче 0,3 МПа, для запобігання виділення з рідини газів, що не конденсуються, та викривлення результатів досліджень.

Контроль температури рідини, яка надходила до витратомірної ділянки здійснювався на виході з рециркуляційного трубопроводу. Температура рідини в місці вимірювання витрати дорівнювала $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, коливання температури не перевищували $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Підтримання температури забезпечувалось змішуванням рідини перед її надходженням до насосу, див. рис. 1.

В табл. 2 наводяться результати розрахунку похибок величин непрямого вимірювання, виконаного за методикою [11].

Таблиця 2

Похибки результатів непрямих вимірювань

№ п/п	Назва величини	Одиниця вимірювання	Абсолютна похибка	Діапазон зміни величини	Відносна похибка, %
1	Температура	$^{\circ}\text{C}$	0,8	$17,6\div 65,2$	$7,6\div 2,1$
2	Різниця температур	$^{\circ}\text{C}$	1,2	$5,2\div 10,1$	$22,5\div 11,5$
3	Середній логарифмічний напір	$^{\circ}\text{C}$	0,8	$5,4\div 63,5$	$14,8\div 1,3$
4	Кількість теплоти за одиницю часу	Вт	$69\div 123$	$287\div 603$	$23,9\div 20,5$
5	Площа живого перерізу каналу	м^2	$4,40 \cdot 10^{-8}$	$2,8 \cdot 10^{-6}\div 6,6 \cdot 10^{-6}$	$1,6\div 0,7$
6	Площа поверхні теплообміну	м^2	$3,32 \cdot 10^{-7}$	$1,18 \cdot 10^{-3}$	0,03
7	Густина рідини	$\text{кг}/\text{м}^3$	0,2	$998,3\div 977,7$	$0,02\div 0,03$
8	Коефіцієнт динамічної в'язкості	Па·с	$1,69 \cdot 10^{-5}$	$1003 \cdot 10^{-6}\div 654 \cdot 10^{-6}$	$1,7\div 2,6$
9	Коефіцієнт теплопровідності	Вт/(м· $^{\circ}\text{C}$)	$1,41 \cdot 10^{-3}$	$599 \cdot 10^{-3}\div 663 \cdot 10^{-3}$	0,2
10	Середня швидкість руху потоку рідини в каналі	м/с	0,1	$0,25\div 7,5$	$6,9\div 1,7$
11	Середній інтегральний коефіцієнт тепловіддачі	Вт/($\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	2099	$8487\div 25013$	$24,7\div 8,4$
12	Характерний лінійний розмір	м	$1,88 \cdot 10^{-6}$	$59 \cdot 10^{-6}\div 280 \cdot 10^{-6}$	$3,2\div 0,7$
13	Число Рейнольдса		37	$130\div 2470$	$4,4\div 1,1$
14	Число Прандтля		0,1	$3,2\div 7,2$	$2,0\div 1,6$
15	Число Пекле		289	$400\div 14305$	$8,1\div 2,0$
16	Число Нуссельта		1,0	$4,4\div 11,2$	$25,9\div 8,6$

Виготовлення хромель-копелевих термоелектричних термометрів виконувалось на базі ІТТФ НАНУ. Величина королька дорівнювала $0,3\div 0,5$ мм, тарування проводилось при температурі $15\div 99\text{ }^{\circ}\text{C}$. Результати тарування апроксимувались за методом найменших квадратів математичними виразами виду $t = k \cdot e^n$. Відносна похибка апроксимації

складала $\pm 1\%$. В табл. 3, подаються апроксимуючі рівняння для термопар, які використовувались в дослідженнях.

Таблиця 3

Результати тарування термометрів термоелектричних

№ п/п	Позначення величини, що вимірюється	Рівняння	Одиниця вимірювання	Середнє квадратичне відхилення, °C
1	t_1	$t = 15,384 \cdot e^{0,969}$	°C	$\pm 0,30$
2	t_2	$t = 15,425 \cdot e^{0,974}$	°C	$\pm 0,32$
3	t_{1c}	$t = 15,402 \cdot e^{0,970}$	°C	$\pm 0,33$
4	t_{2c}	$t = 15,374 \cdot e^{0,970}$	°C	$\pm 0,32$

e – величина термо-ЕРС, мВ

При узагальненні результатів експериментального дослідження теплообміну в якості характерного визначального лінійного розміру використовувався гідравлічний (еквівалентний) діаметр, $X = d_e = d_2 - d_1 = 2\delta$.

Осереднення коефіцієнта тепловіддачі проводилось методом, запропонованим в роботі [7, с. 175], суть якого полягала в діленні середнього інтегрального теплового потоку за довжиною на середній інтегральний температурний напір за довжиною

$$\bar{\alpha} = \frac{\frac{1}{L} \int_0^L q_c dx}{\frac{1}{L} \int_0^L \Delta t_x dx}$$

Середній інтегральний тепловий потік розраховувався за рівнянням

$$\frac{1}{L} \int_0^L q_c dx = \frac{Q}{F},$$

де Q – кількість теплоти, що передається за одиницю часу через зовнішню поверхню, Вт; F – площа поверхні теплопередачі, м².

Кількість теплоти, що брала участь в теплообміні визначалась рівнянням

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1), \quad (1)$$

де G – кількість води, що нагрівається в кільцевому каналі; t_2, t_1 – відповідно, температури рідини на виході та вході в мікроканал, див. рис. 2.

Площа поверхні теплопередачі описувалась виразом $F = \pi \cdot d_2 \cdot L$.

Середній інтегральний температурний напір визначався наступним чином

$$\frac{1}{L} \int_0^L \Delta t_x dx = \Delta t_m = \frac{(\bar{t}_c - t_1) - (\bar{t}_c - t_2)}{\ln \left(\frac{(\bar{t}_c - t_1)}{(\bar{t}_c - t_2)} \right)}, \quad (2)$$

де \bar{t}_c – температура зовнішньої стінки, підраховувалась як середнє арифметичне від температур стінки на вході (t_{1c}) та виході (t_{2c}) з каналу.

Після перетворень залежність для підрахунку осередненого коефіцієнта тепловіддачі набувала вигляду

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_m}. \quad (3)$$

Результати експериментальних досліджень

Основна увага в експериментальному дослідженні приділялась вивченню середнього коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні кільцевого мікроканалу при наявності стаціонарної градієнтної течії, та перевірці гіпотези про можливість існування автотельного режиму теплообміну, який не залежить від впливу інерційних сил та обумовлюється лише геометричними розмірами каналу. Первинна обробка полягала в побудові графічних залежностей середнього коефіцієнта тепловіддачі від середньої швидкості рідини. Результати експериментальних досліджень представлені в $\bar{w} - \alpha$ логарифмічній системі координатах, рис. 3.

Вже на цьому етапі проведено дослідження вказує на високу ефективність процесу теплообміну при ламінарному русі рідини в мікроканалах. Значення середнього коефіцієнта тепловіддачі для гідравлічно гладкого мікроканалу шириною 59 мкм відповідає ~ 23000 Вт/м² °С, а мінімальне значення коефіцієнта тепловіддачі для каналу шириною 140 мкм ~ 10000 Вт/м² °С. При цьому існує якісна відмінність в отриманих результатах експериментальних досліджень для каналів шириною 59 та 140 мкм. Якщо для каналу шириною 59 мкм експериментальні дані, в рамках проведеного дослідження, не залежать від швидкості руху рідини, максимальне відхилення від середньої величини складає $\pm 5\%$, то для каналу шириною 140 мкм чітко виокремлюються дві області зміни значення функції. В діапазоні $\bar{w} \in [0,22; 2,0]$ м/с середній коефіцієнт

тепловіддачі залишається постійним, відхилення від середньої величини не перевищує $\pm 6\%$, а в діапазоні $\bar{w} > 2,0$ м/с спостерігається зростання коефіцієнта тепловіддачі, при цьому максимальне відхилення від апроксимуючого рівняння складає $\pm 50\%$. Для більшого каналу, $\bar{w} > 2,0$ м/с, коефіцієнт достовірності апроксимації дорівнює $R^2 = 0,5$, що свідчить про задовільну кореляцію між коефіцієнтом тепловіддачі та середньою швидкістю рідини, та про вплив додаткових неврахованих факторів. Беручи до уваги умови вимірювання температури, зокрема той факт, що температури входу та виходу вимірювались на деякій відстані від каналу, див. рис. 2, такий розкид експериментальних точок пояснюється неврахованим впливом початкової та кінцевої ділянок до та після кільцевого мікроканалу, при цьому, вплив стає тим сильніший, чим вище середня швидкість потоку.

Вт/м² град

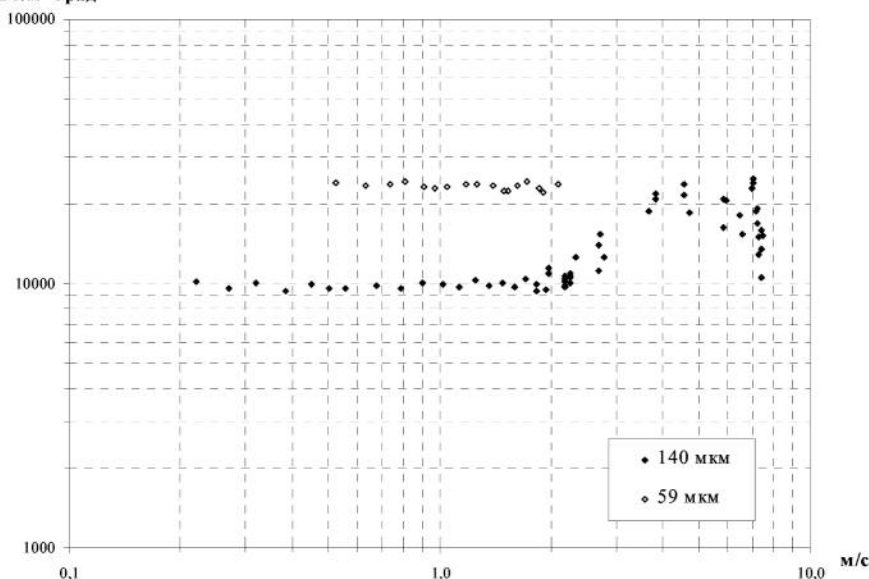


Рис. 3. Результати дослідження тепловіддачі через зовнішню поверхню вертикального кільцевого мікроканалу при градієнтній течії

Технічне використання мікроканалних систем доцільно в діапазоні малих значень чисел Рейнольдса, враховуючи, що починаючи з деякого моменту на інтенсивність теплообміну починають впливати додаткові фактори, що порушують його автомодельність, подальшому

розгляду та узагальненню підлягали дані, які відповідали діапазону $\bar{w} \in [0,22; 2,0]$ м/с.

Деяка частка отриманих експериментальних даних подається в таблиці 4.

З метою врахування зміни фізичних властивостей рідини та впливу початкової ділянки подальша обробка результатів вимірювання проводилась в $\frac{1}{Pe} \cdot \frac{l}{X} - \bar{Nu}$ логарифмічній системі координат рис. 4. Для визначення фізичних властивостей в критеріях подібності підбиралась визначаюча температура потоку, при якій враховувалась зміна цих властивостей на коефіцієнт тепловіддачі. При цьому, форма узагальнюючої залежності залишалась такою самою, як і у випадку постійних фізичних властивостей [7, с. 159]. Визначаюча температура описувалась рівнянням

$$t = t_c - \Delta t_s, \quad (4)$$

де t_c – середня температура зовнішньої стінки, °С; Δt_s – середній логарифмічний температурний напір, °С.

Таблиця 4

Експериментальні дані

№ п/п	Геометричні розміри, мм				Температура, °С				Δt_s , °С	Масова витрата, кг/год	м/с	Критерії			λ , Вт/м ² ·°С	α , Вт/м ² ·°С	Nu
	d_1	d_2	l	δ	t_1	t_2	t_{1c}	t_{2c}				Re	Pr	Pe			
1	14,780	15,060	25	0,140	21,0	26,6	51,8	51,3	27,6	51,37	2,19	664	6,30	4187	335	10233	4,6
2					23,0	28,5	54,8	54,0	28,5	53,08	2,27	719	6,03	4335	339	10058	4,5
3					23,5	29,3	55,4	54,9	28,6	51,37	2,19	706	5,95	4199	347	10229	4,6
4					24,0	29,6	56,0	55,3	28,7	51,37	2,19	712	5,90	4201	335	9845	4,4
5					24,5	30,4	56,3	55,9	28,5	51,37	2,19	723	5,82	4205	353	10450	4,6
6					25,0	30,9	56,7	56,0	28,3	53,08	2,27	756	5,75	4347	365	10902	4,8
7					25,0	31,8	57,3	56,8	28,5	46,27	1,98	666	5,70	3792	366	10872	4,8
8					24,5	31,7	57,1	56,5	28,5	46,27	1,98	662	5,73	3791	388	11503	5,1
9					25,0	32,1	59,2	58,7	30,2	42,89	1,83	619	5,68	3516	355	9919	4,4
10					28,8	32,6	53,6	53,2	22,6	111,29	4,75	1681	5,44	9147	494	18460	8,2
11					31,4	36,1	55,2	54,7	21,1	107,65	4,60	1736	5,12	8881	591	23669	10,5
12					31,8	37,5	58,3	57,7	23,2	89,69	3,84	1475	5,02	7407	603	21977	9,7
13					32,0	37,5	58,6	58,2	23,5	89,69	3,84	1478	5,01	7407	582	20927	9,2
14					32,2	37,5	59,6	59,0	24,3	86,14	3,69	1422	5,00	7115	539	18736	8,2
15					32,0	38,4	61,7	61,3	26,1	63,38	2,72	1054	4,97	5237	476	15391	6,8
16					32,0	38,4	61,6	61,2	26,0	63,38	2,72	1054	4,97	5237	476	15454	6,8
17					31,6	37,7	62,4	61,8	27,3	63,38	2,72	1042	5,02	5234	452	13989	6,1
18					31,0	36,5	62,5	62,1	28,4	65,11	2,79	1050	5,11	5372	422	12538	5,5
19					30,2	35,5	62,9	62,4	29,7	63,38	2,71	1003	5,21	5224	395	11228	4,9
20	14,942	15,060	25	0,059	17,8	21,6	23,5	22,5	2,6	16,23	1,63	192	6,84	1313	72	23401	4,6
21					17,8	22,5	24,3	23,7	3,2	15,31	1,53	183	6,77	1239	84	22446	4,4
22					17,9	23,4	24,8	24,5	3,2	13,95	1,40	169	6,67	1129	88	23474	4,6
23					17,8	24,3	26,7	25,8	4,2	14,86	1,49	183	6,58	1203	112	22476	4,4
24					18,1	26,2	28,0	27,5	4,2	12,60	1,26	161	6,36	1021	119	23733	4,6
25					18,1	30,4	32,8	32,1	6,0	11,71	1,17	160	5,96	952	168	23713	4,6

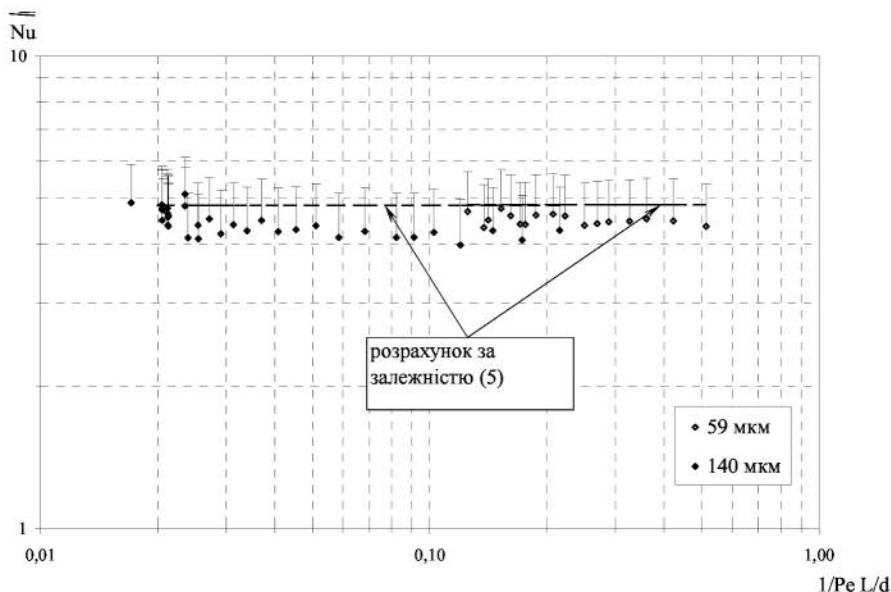


Рис. 4. Узагальнення результатів експериментальних досліджень теплообміну

Згідно з традиційними уявленнями [6, с. 88] вся довжина каналу, що обігрівається може бути розділена на дві ділянки. На першій ділянці – термічній початковій ділянці – відбувається формування профілю температури, тобто закон, що описує розподіл температури по радіусу, змінюється за довжиною, а число Нусельта зменшується. На другій ділянці – ділянці стабілізованого теплообміну – закон розподілу температури по радіусу, не змінюється за довжиною, а число Нусельта зберігає постійне значення. Поле температури та тепловіддача на термічній початковій ділянці суттєво залежать від розподілу температури на вході.

При досягненні режиму стабілізованого теплообміну число Нусельта стає автомодельним відносно координати $1/Pe \cdot L/X$, [6, с. 87], для кільцевого каналу при умові тепловіддачі через зовнішню поверхню та теплоізоляції внутрішньої, граничне число дорівнює [6, с. 240]

$$\overline{Nu}_{\infty} = 4,03 \exp\left(0,185 \cdot \frac{r_1}{r_2}\right), \quad (5)$$

де r_1, r_2 – внутрішній та зовнішній радіуси мікроканалу, відповідно, м.

Звертаючи увагу на те, що довірчий інтервал при визначенні числа Нусельта дорівнював $\overline{Nu} \pm 1$, $\overline{Nu} - 1 < \overline{Nu} < \overline{Nu} + 1$ див. табл. 2, можна стверджувати, що результати дослідження проведеного на каналах шириною 59, 140 мкм відповідають умовам стабілізованого теплообміну, при якому середнє число Нусельта залишається постійним та не залежить від зміни аргументу.

Виходячи з постановки задачі можна стверджувати, що в каналах шириною 59÷140 мкм, в діапазоні зміни аргументів $1/Pe \cdot L/X \in [0,02; 0,50]$, спостерігається автомодельний режим теплообміну, середнє значення числа Нусельта добре узгоджується з розрахунковою величиною, див. форм. (5), запропонованою в роботі [6].

Висновки

Проведене дослідження продемонструвало високу ефективність теплообміну в гідравлічно гладких кільцевих мікроканалах. Значення середніх коефіцієнтів тепловіддачі для каналу шириною 59 мкм дорівнює ~ 23000 Вт/м² °С, для каналу шириною 140 мкм ~ 10000 Вт/м² °С, при їх односторонньому обігріві та градієнтній течії рідини.

В діапазоні чисел Рейнольдса, $Re \in [130; 2500]$, спостерігався ламінарний режим течії, що узгоджується з висновками зробленими в роботах [10, 11].

В діапазоні аргументів $1/Pe \cdot L/X \in [0,02; 0,50]$ для каналів шириною 59, 140 мкм спостерігався режим, який відповідав умовам стабілізованого теплообміну. Отриманий результат дозволяє стверджувати, що для групи каналів шириною [59÷140] мкм в указаному діапазоні зміни аргументів, при $d_1/d_2 \rightarrow 1$, буде спостерігатись автомодельний режим теплообміну.

Постійність середнього числа Нусельта в діапазоні зміни аргументів, $1/Pe \cdot L/X \in [0,02; 0,50]$, для гідравлічно гладких каналів шириною [59÷140] мкм, підтверджує висновок, зроблений в роботі [11], про відсутність впливу початкової ділянки гідродинамічної стабілізації на гідродинамічні та теплові характеристики потоку.

Базуючись на результатах дослідження, розрахунок середньої інтенсивності теплообміну в гідравлічно гладких кільцевих мікроканалах шириною [59÷140] мкм в діапазоні зміни координат

$1/Pe \cdot L/X \in [0,02;0,50]$ необхідно проводити за залежністю, отриманою для умов стабілізованого теплообміну, [6]:

$$\overline{Nu} = 4,03 \exp\left(0,185 \cdot \frac{r_1}{r_2}\right).$$

Література

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Пер. с нем. – М.: Наука, 1969. – 742 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1970. – 904 с.
3. Повх И. Л. Техническая гидромеханика – Л.: Машиностроение, 1969. – 524 с.
4. Артемов В. И., Леонтьев А. И., Поляков А. Ф. Численное моделирование конвективно-кондуктивного теплообмена в блоке прямоугольных микроканалов// Теплофизика высоких температур. – 2005. – Т. 43, № 4. – С. 580–593.
5. Hetsroni G. et al. Fluid flow in micro-channels// International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2005. – № 48. – P. 1982–1998.
6. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах – М.: Энергия, 1967. – 412 с., ил.
7. Жукаускас А., Жугжда И. Теплоотдача в ламинарном потоке жидкости. – Вильнюс: Минтис, 1969. – 266 с.
8. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рекоменд. Госслужбой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с., ил.
9. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с., ил.
10. Малкін Е. С., Тимошенко А. В. Перспективність використання щільних мікроканалів в запірних та теплообмінних пристроях // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 4 – С. 159–160.
11. Малкін Е. С., Тимошенко А. В. Особливості гідродинаміки кільцевих мікроканалів з нормальною шорсткістю поверхні // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 6 – С. 83–88.