

ТЕПЛОВІДДАЧА В ТРУБІ, ЩО РАДІАЛЬНО ОБЕРТАЄТЬСЯ, В ОБЛАСТІ ВПЛИВУ СИЛ КОРІОЛІСА

М. А. Мулярчук^{1, а}, А. А. Халатов^{1,2}, С. Г. Кобзар²

¹ Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
Фізико-технічний інститут

² Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

В діапазоні частот обертання 5 с^{-1} , 30 с^{-1} , 40 с^{-1} та $Re = 20000$ виконано дослідження впливу сили Коріоліса на тепловіддачу в трубі, що радіально обертається, з похило-тангенційним завихренням потоку на вході та 90° поворотом на виході. Отримано, що при збільшенні радіальної частоти обертання труби збільшується інтенсифікація тепловіддачі не залежно від напрямку обертання.

Ключові слова: тепловіддача, завихрений потік, похило-тангенційне завихрення, моделі турбулентності, відцентрові сили, сили Коріоліса

Вступ

Завихрений потік широко використовується в різноманітних технічних пристроях для інтенсифікації теплообміну та вдосконалення різноманітних теплофізичних процесів. Переважна більшість опублікованих досліджень виконані для умов класичного тангенційного завихрення потоку, коли потік на вході в трубу подається під кутом 90° до її поздовжньої осі [1]. В останні роки в зв'язку із розробкою та дослідженням внутрішнього циклонного охолодження лопаток газових турбін великий інтерес отримало похило-тангенційне завихрення, коли потік подається тангенційно та під деяким кутом, який менший 90° , до вісі каналу в напрямку руху потоку. Великий цикл експериментальних досліджень теплообміну та гідродинаміки в цьому напрямку представлено в роботі [2]. Однак ці результати відносяться тільки до стаціонарних умов. В роботі [3] за допомогою пакету прикладних програм ANSYS CFX виконано комп'ютерне моделювання гідродинаміки та теплообміну в круглій трубі з похило-тангенційним завихренням потоку на вході та 90° поворотом на виході, що відповідає умовам системи внутрішнього циклонного охолодження робочої лопатки газової турбіни. Виконана верифікація двох груп моделей турбулентності, визначені основні параметри розрахункової сітки, які забезпечують достатню точність розрахунків. При використанні завихреного потоку в системі охолодження робочих лопаток газових турбін великий інтерес представляє вплив частоти та напрямку обертання каналу на гідродинаміку й теплообмін по довжині охолоджуючого каналу. Результати експериментальних робіт по даному питанню в зв'язку зі складністю дослідження у відкритому доступі обмежені. Поки

єдиною роботою, в якій досліджено вплив обертання на теплообмін в круглomu каналі з тангенційним (90°) завихренням потоку, залишається робота [4]. Метою даної роботи є дослідження тепловіддачі в трубі, що радіально обертається, в області впливу сил Коріоліса.

1. Об'єкт дослідження та комп'ютерна модель

В якості об'єкту дослідження використовувався круглий канал, який досліджувався експериментально в роботах [2, 3]. Об'єкт дослідження та його комп'ютерна модель, побудована в ANSYS Design Manager, наведені на (рис. 1, 2). Розрахункова сітка побудована згідно з рекомендаціями роботи [3]. В якості моделі турбулентності використовувалась *LRR* модель напружень Рейнольдса, яка показала найкращі результати по більшості параметрів при проведенні верифікації [3]. Фізична модель була взята аналогічно роботі [3]. Дослідження проводилися при наступних граничних умовах: масова витрата повітря $G = 6,448 \text{ г/с}$, що відповідає $Re = 20000$, $Re = \omega \cdot d/\nu$, де ν – кінематична в'язкість повітря; температура повітря на вході в об'єкт дослідження $T_{in} = 97^\circ\text{C}$; температура стінки завихрювача $T_{wz} = 30^\circ\text{C}$; температура стінки циліндричного каналу $T_w = 20^\circ\text{C}$.

2. Визначення області дослідження

На завихрений потік, що рухається в круглomu каналі, діють як відцентрові сили, так і сили Коріоліса. При цьому спостерігається дві причини виникнення цих сил. У першому випадку дані сили проявляються при завихренні самого потоку. Але, враховуючи малий діаметр каналу й те, що в по-

^аmariyamul997@gmail.com

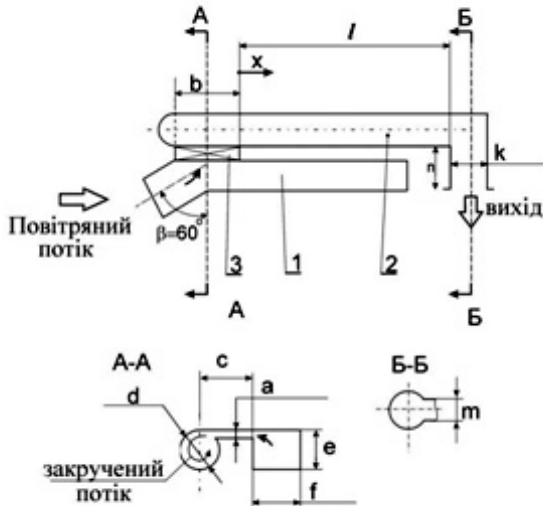


Рис. 1. Геометрична модель об'єкта дослідження [1]: 1 – розподільчий канал; 2 – тангенційний завихрювач; 3 – основний циліндричний канал. Основні розміри: $a = 5\text{mm}$; $b = 59\text{mm}$; $c = 30\text{mm}$; $d = 20\text{mm}$; $e = 20\text{mm}$; $f = 25\text{mm}$; $k = 40\text{mm}$; $l = 231\text{mm}$; $m = 15\text{mm}$; $n = 40\text{mm}$

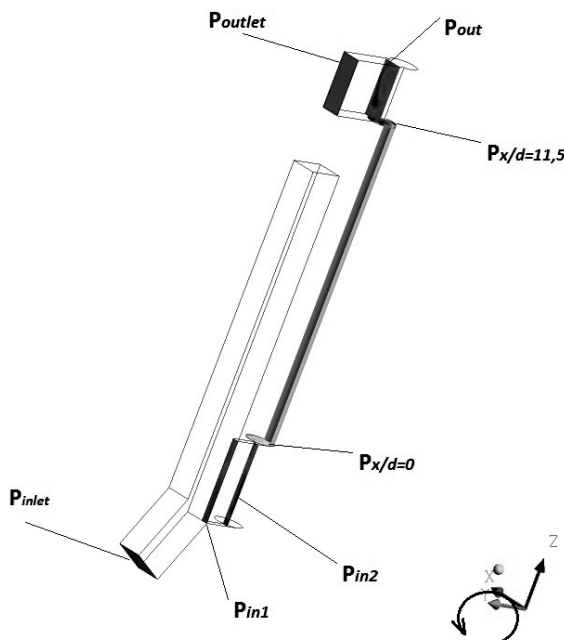


Рис. 2. Комп'ютерна модель

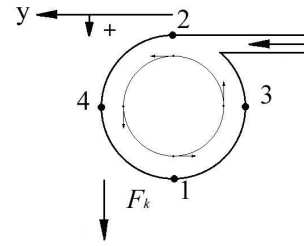


Рис. 3. Поперечний переріз циліндричного каналу на виході із завихрювача. Правостороннє обертання

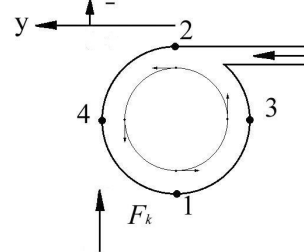


Рис. 4. Поперечний переріз циліндричного каналу на виході із завихрювача. Лівостороннє обертання

перечному перерізі сумарне значення сил дорівнює нулю, то силами Коріоліса та відцентровими силами в цьому випадку можна знехтувати. В другому випадку сили Коріоліса та відцентрові сили проявляються при радіальному обертанні круглого каналу. Напрямок відцентрової сили співпадає із напрямком осевої швидкості потоку. На (рис. 3, 4) зображено напрямки дії сили Коріоліса при правосторонньому та лівосторонньому обертанні циліндричного каналу, а також напрямки руху потоку в найбільш цікавих з точки зору теплообміну точках поперечного перерізу каналу. Як видно з рис. 3, при правосторонньому обертанні сила Коріоліса сприяє закрученню потоку. При цьому спостерігається зміщення потоку до точки 1. В точці 4 швидкість потоку співпадає з напрямком сили Коріоліса, а в точці 3 вони мають протилежні напрямки.

При лівосторонньому обертанні (рис. 4) спостерігається протилежна картина: під дією сили Коріоліса потік притискається до області, поблизу точки 2, в точці 3 напрямки сили Коріоліса та швидкості потоку співпадають, в точці 4 вони протилежні.

Для проведення дослідження тепловіддачі потоку в круглому каналі потрібно визначити область частот, в яких буде проводитись моделювання. Згідно з роботою [5] значення відцентрової сили та сили Коріоліса залежать від частоти обертання об'єкту. При цьому сили Коріоліса переважають в області малих частот обертання, а відцентрові – в області великих частот обертання. Для того, щоб визначити область впливу цих сил, потрібно знайти відношення між даними силами:

$$F_c/F_{centr} = m \cdot \Omega^2 \cdot r / 2m \cdot \Omega v_0 = \Omega \cdot r / 2v_0 \quad (1)$$

В області переважання сил Коріоліса співвідношення (1) повинно бути менше одиниці:

$$\Omega \cdot r / 2v_0 < 1$$

Звідси одержуємо:

$$\Omega < 2v_0/r$$

Отже, враховуючи геометричні параметри каналу та початкову швидкість потоку, можна чисельно оцінити область, в якій будуть переважати сили Коріоліса:

$$\Omega < 2 \cdot 33,739/1,33 = 50,735 \text{ c}^{-1}$$

Дослідження термогазодинаміки потоку проводилися в області переважання сил Коріоліса. В роботі розглянуто діапазон зміни частот радіального обертання труби – $0 \dots 40 \text{ c}^{-1}$.

3. Результати досліджень

Локальне значення тепловіддачі по довжині каналу для правостороннього та лівостороннього обертання в характерних точках 1, 2, 3, 4 (рис. 3, 4) для частоти 30 c^{-1} і 40 c^{-1} наведені на рис. 5 (а), 5 (б), 5 (в), 5 (г). Аналіз результатів рис. 5 (а), 5 (в) показав, що при правосторонньому обертанні в області точки 1 спостерігається максимальне збільшення тепловіддачі для обох частот обертання. Це обумовлено дією сили Коріоліса, яка зміщує потік в дану область. Мінімальна тепловіддача спостерігається в області точки 2. Даний факт пояснюється дією сили Коріоліса на потік, внаслідок чого він відтісняється від даної області, що призводить до зменшення взаємодії потоку зі стінкою каналу та, відповідно, до зменшення тепловіддачі. В точках 3, 4 значення Нусельта майже однакові. При лівосторонньому обертанні (рис. 5 (б), 5 (г)) результат протилежний: максимальне значення тепловіддачі в області точки 2, а мінімальне – в області точки 1. Це обумовлено зміною напрямку дії сили Коріоліса на протилежний в порівнянні з правостороннім обертанням (рис. 4).

Локальні значення тепловіддачі по довжині каналу усереднені по перерізу каналу для правостороннього та лівостороннього обертання для частоти 5 c^{-1} і 40 c^{-1} наведені на рис. 6 (а), 6 (б).

Радіальне обертання каналу, незалежно від напрямку, призводить до збільшення тепловіддачі в порівнянні зі стаціонарним випадком (рис. 6 (а), 6 (б)). Зі збільшенням частоти обертання спостерігається інтенсифікація тепловіддачі. При правосторонньому обертанні спостерігається збільшення тепловіддачі $x/d \geq 2$. В області $x/d = 0 \dots 2$ тепловіддача має значення близьке до стаціонарного випадку.

При лівосторонньому обертанні спостерігається збільшення тепловіддачі при $x/d \geq 3$. В області $x/d = 0 \dots 3$ тепловіддача має менше значення в порівнянні зі стаціонарним випадком, що обумовлено дією.

Головним фактором інтенсифікації тепловіддачі при радіальному обертанні каналу є дія відцентрової сили. У випадку, коли значення відцентрової сили значно менше сили Коріоліса, спостерігається незначне збільшення тепловіддачі. При наближенні по модулю значення відцентрової сили та сили Коріоліса, що обумовлено збільшенням радіальної частоти обертання, спостерігається значна інтенсифікація тепловіддачі при $x/d \geq 2$ для правостороннього обертання та $x/d \geq 3$ для лівостороннього.

Висновки

Напрямок дії сили Коріоліса призводить до зміни локальної тепловіддачі:

- у точках, в яких напрямок руху потоку паралельний до напрямку дії сили Коріоліса, не спостерігається значного впливу на тепловіддачу;
- у точках, в яких напрямок руху потоку перпендикулярний до напрямку дії сили Коріоліса, залежить від напрямку обертання каналу.

Головним фактором інтенсифікації тепловіддачі усередненої по перерізу каналу при радіальному обертанні каналу є дія відцентрової сили:

- у випадку, коли значення відцентрової сили значно менше сили Коріоліса, спостерігається незначне збільшення тепловіддачі;
- при наближенні по модулю значення відцентрової сили та сили Коріоліса, що обумовлено збільшенням радіальної частоти обертання каналу, спостерігається значна інтенсифікація тепловіддачі.

Перелік використаних джерел

1. Халатов А. А., Борисов И. И., Шевцов С. В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т.5. — Киев : Изд. Ин-та теплофизики НАНУ, 2005.
2. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т.9. / А. А. Халатов, В. В. Романов, И. И. Борисов и др. — Киев : Изд. Ин-та теплофизики НАНУ, 2010.
3. Халатов А. А., Кобзарь С. Г., Дашевский Ю. Я. Численное моделирование теплообмена и гидродинамики в круглой трубе с наклонно-тангенциальной закруткой потока на входе // Промышленная теплотехника. — 2015. — Т. 37, № 1. — С. 12–21.
4. Heat transfer in rotating radial channel with swirling internal flow / B. Glezer, H. K. Moon, J. Kerrebrock, G. Guenette // ASME. — P. 98.
5. Шукин В. К., Халатов А. А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. — Москва : Машиностроение, 1982.

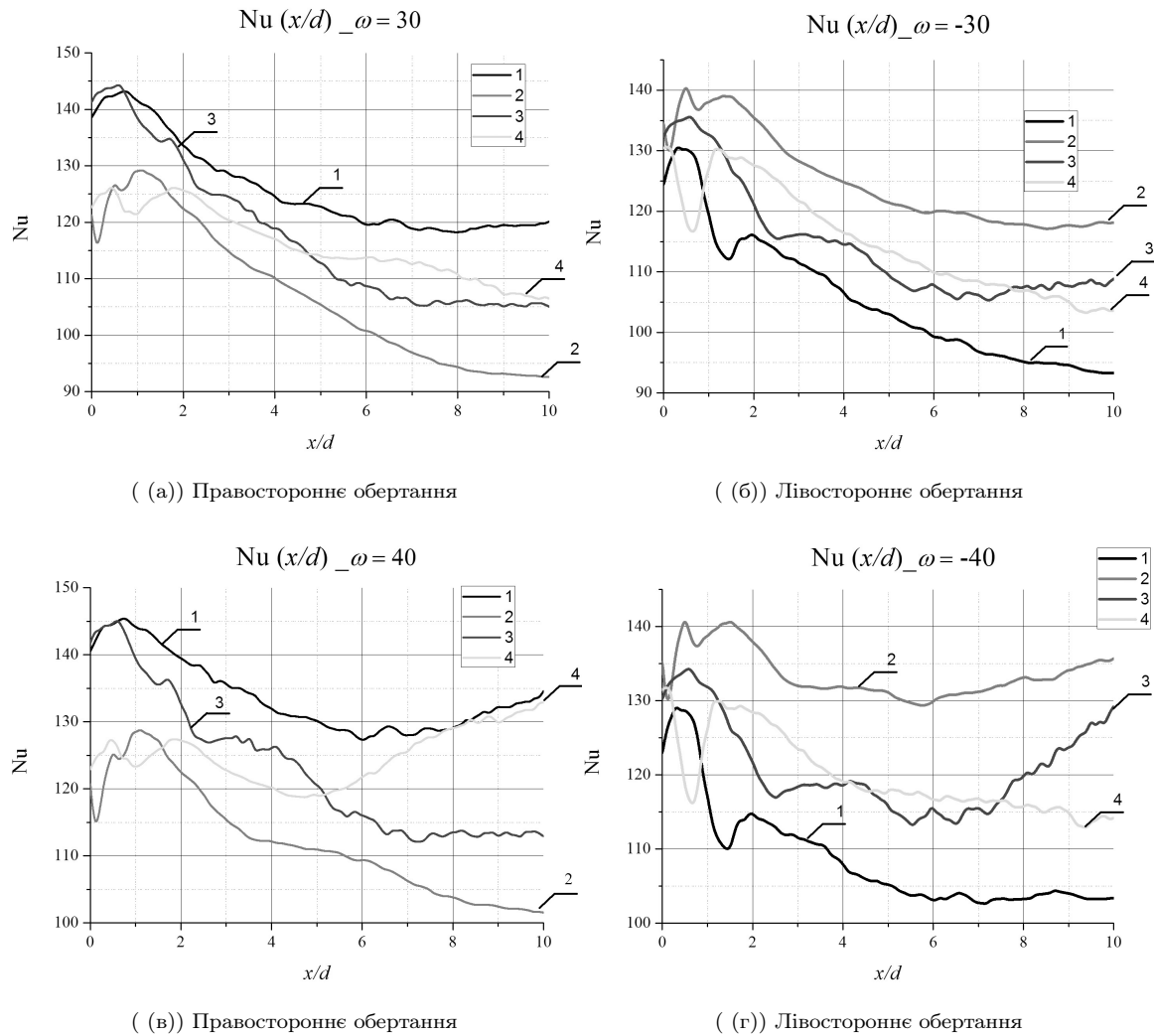


Рис. 5. Локальні значення тепловіддачі по довжині каналу.

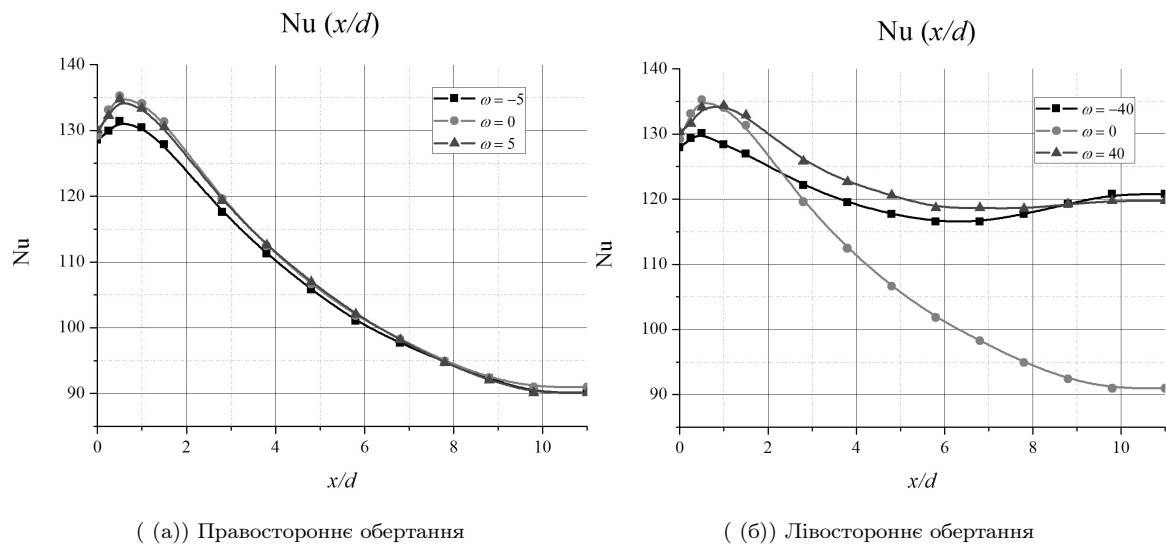


Рис. 6. Локальні значення тепловіддачі по довжині каналу усереднене по перерізу каналу.