

ТЕПЛОМАСООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

УДК 536.34/532.526

А.А. Худенко, доктор технічних наук

М.А. Кириченко, асистент

Київський національний університет будівництва і архітектури

ТЕПЛОВІДДАЧА КЕРАМІЧНОГО ЦИЛІНДРА МАЛОГО ДІАМЕТРА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ЙОГО ПОТОКОМ ПОВІТРЯ

Розглянуто дослідження тепловіддачі керамічного циліндра малого діаметра в поперечному потоці повітря. Отримані в дослідгах високі коефіцієнти тепловіддачі керамічного циліндра малого діаметра підтверджують можливість інтенсифікації процесів теплообміну. Наведено критерійну залежність для розрахунку тепловіддачі керамічного циліндра (трубки) малого діаметра.

В роботі приведена критерійна залежність для розрахунку тепловіддачі керамічного циліндра (трубки) малого діаметра.

У сучасних електроопалювальних приладах (тепловентиляторах, електрокалориферах, електроконвекторах) використовують металокерамічні стержні і пластини, які нагріваються методом електроопору, а також керамічні циліндри малого діаметра з ніхромовими дротяними нагрівачами, розташованими в порожнині циліндра. З екологічної та протипожежної точки зору це більш прогресивне рішення у порівнянні з відкритими спіральними нагрівачами з високоомного матеріалу.

Метою експериментального дослідження було вивчення тепловіддачі окремого керамічного циліндра діаметром 5 мм, довжиною 100 мм, який нагрівався розміщеним у його порожнині ніхромовим дротом діаметром 0,8 мм в умовах вимушеної конвекції повітря.

Теорія гідродинаміки і тепловіддачі для окремих кругових циліндрів при поперечному обтіканні їх потоком нев'язкої (ідеальної) і в'язкої (реальної) рідини розроблена досить детально. Згідно з теоретичним

уявленням картина обтікання циліндра реальною рідиною така: лобова частина циліндра оточена динамічним і температурним приграничними шарами, товщина яких змінюється. Вона мінімальна в точці розгалуження потоку і зростає по ходу обтікання циліндра. В кормовій зоні примежовий шар відривається від циліндра, поступаючись місцем завихреній області. Така картина зберігається аж до дуже високих чисел Re , проте в районі $Re \approx 2 \cdot 10^5$ починається так звана криза течії. Динамічний граничний шар, який був раніше ламінарним, турбулізується, і точка відриву переміщується. Оскільки кут охоплення циліндра примежовим шаром зростає, завихрена область за кормовою поверхнею циліндра зменшується. Така зміна течії супроводжується падінням гідродинамічного опору, і це впливає на інтенсивність тепловіддачі. Коефіцієнт α має максимальне значення там, де граничний шар має найменшу товщину. Зменшення α спочатку відносно невелике у зв'язку з тим, що швидкість поза граничним шаром на початковій його ділянці швидко зростає до максимуму там, де найбільш інтенсивно підтікають вихрові утворення. При збільшенні чисел Re відносна роль кормової частини циліндра зростає. При $Re \approx 3 \cdot 10^4$ обидві половини циліндра беруть однакову участь у тепловіддачі (тепловіддача кормової та лобової поверхні циліндра майже рівнозначні).

Середній коефіцієнт тепловіддачі для випадку поперечного обтікання циліндра потоком повітря при малих і середніх числах Re визначають за формулою, отриманою за матеріалами багатьох досліджень [5]:

$$Nu = \varepsilon \cdot c Re^n, \quad (1)$$

де ε – поправка на кут атаки (при куті атаки 90° , $\varepsilon = 1$);

c і n – постійні коефіцієнти, які залежать від ряду факторів, основними серед яких є ступінь турбулізації потоку рідини, напрям руху потоку рідини, форма циліндра, температура поверхні циліндра, діапазон чисел Re .

Для отримання значень c і n були проведені експериментальні дослідження на установці, яка являє собою аеродинамічну трубу діаметром 100 мм з нагнітаючим вентилятором, який створює у трубі швидкості повітря від 5 до 10 м/с. Дослідний циліндр розміщувався у трубі так, щоб кут атаки

поток воздуха относительно поверхности цилиндра становил 90° . Основные параметры, которые определяют процесс теплообмена, измерялись так: температура потока воздуха – лабораторными термометрами; скорость воздуха – чашковым анемометром; рассеиваемая цилиндром мощность – точными амперметром и вольтметром; термоэлектродвижущая сила хромель-копелевых термопар диаметром 0,2 мм – потенциометром. Параметры воздуха для расчетов чисел Re и Nu определялись за температурой приграничного слоя, которая принималась равной среднему арифметическому температур стенок цилиндра и температуры заглобленного потока.

Принциповую схему экспериментальной установки приведено на рис. 1.

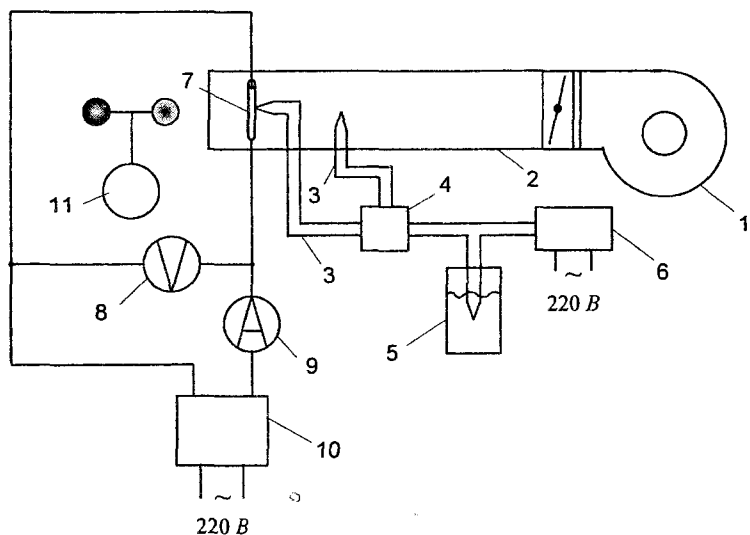


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 – вентилятор; 2 – аеродинамічна труба; 3 – термопари;
- 4 – перемикач термопар; 5 льодовий термостат; 6 – потенціометр;
- 7 – керамічний циліндр; 8 – вольтметр; 9 – амперметр;
- 10 – трансформатор струму; 11 – чашковий анемометр.

На рис. 2 порівнюються експериментальні дані тепловіддачі дослідного циліндра з результатами досліджень інших авторів, які опубліковані у працях [4, 5].

Дані Гільперта, Л. Е. Ейгенсона, М. В. Кузнецова, М. А. Михеева отримані при дослідженні циліндрів, розміщених у поперечному потоці

повітря, при зміні параметрів: діаметра від 0,1 до 155 мм, довжини від 100 до 200 мм, швидкості потоку повітря від 2 до 30 м/с, температури стінки циліндра від 20 до 600°C, температури повітря від 20 до 300°C, чисел Рейнольдса від 5 до $5 \cdot 10^3$ і вище. Дослідження проводились в аеродинамічній трубі з вентилятором на всмоктуючому отворі.

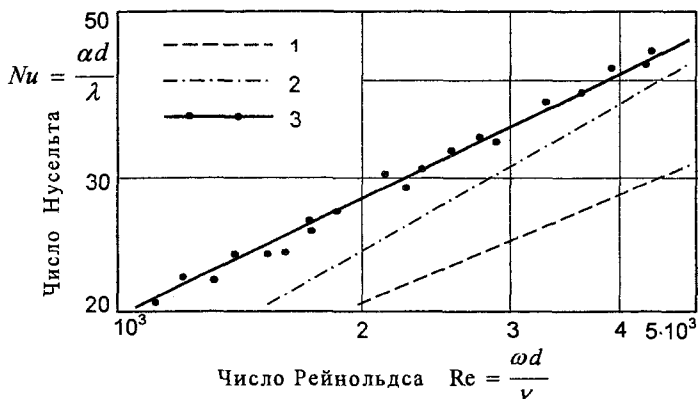


Рис. 2. Результати досліджень тепловіддачі циліндричних тіл у поперечному потоці повітря

- 1 – дані Гільперта, Л.С.Ейгенсона, М.В.Кузнецова, М.А.Михеева [5];
- 2 – дані О. О. Кремньова, М. Т. Духненка [4];
- 3 – дані авторів.

Дані О.О.Кремньова і М.Т.Духненка отримані при дослідженні циліндрів діаметром від 0,1 до 150 мм, довжиною 200 мм, при температурі циліндрів $(22,8 \div 112,4)$ °С, швидкості потоку повітря $(4,8 \div 26,4)$ м/с, в діапазоні чисел Рейнольдса $0,1 \div 250 \cdot 10^3$. Дослідження проводились в аеродинамічній трубі з розміщенням вентилятора на всмоктуючому отворі.

З розташування кривих на рис. 2 видно, що наші дані розташовані вище даних, наведених у літературних джерелах. Ця обставина свідчить про підвищену турбулізацію, яка мала місце у наших дослідах у зв'язку з розташуванням вентилятора на нагнітаючому отворі аеродинамічної труби.

Критерійна залежність, яка характеризує тепловіддачу дослідного циліндра, має вигляд:

$$Nu = 0,6Re^{0,51}. \quad (2)$$

Залежність температури на поверхні циліндра від швидкості руху потоку повітря, який обтікає циліндр, наведено на рис. 3. Швидкість в аеродинамічній трубі змінювалась від 5 до 10 м/с, розсіювана циліндром потужність від 8,21 до 21,2 Вт. При розсіюваній циліндром потужності 8,21 Вт зростання швидкості потоку повітря від 5 до 10 м/с викликає падіння температури циліндра з 70 до 55°C, а при розсіюваній потужності 21,2 Вт відповідно з 128 до 108°C.

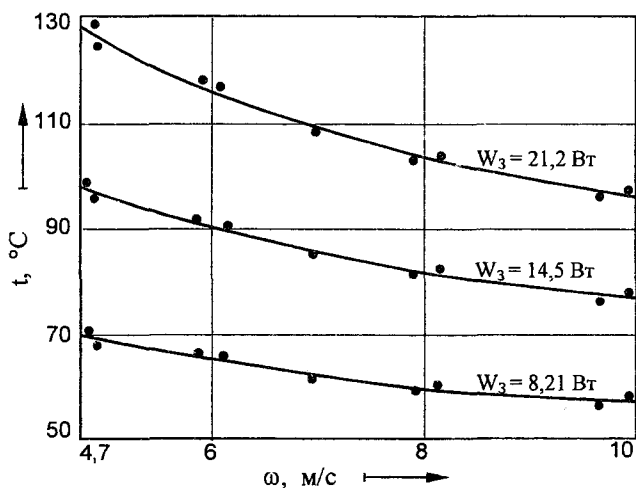


Рис.3. Залежність температури на поверхні циліндра від швидкості повітряного потоку

Результати дослідження залежності коефіцієнта тепловіддачі циліндра конвекцією α_k від швидкості потоку повітря наведено на рис. 4.

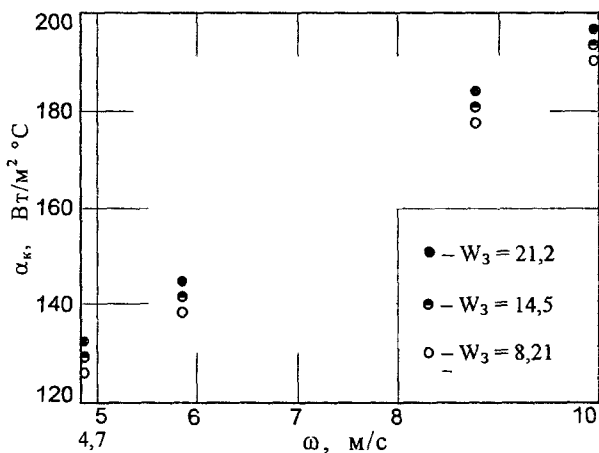


Рис. 4. Залежність коефіцієнта тепловіддачі циліндра конвекцією від швидкості повітряного потоку

Температура на лобовій та кормовій поверхнях циліндра змінюється залежно від розсіюваної циліндром потужності та швидкості руху повітря, яке обтікає циліндр: при розсіюванні потужності 8,21 Вт і швидкості потоку повітря 5 м/с температура на лобовій поверхні циліндра підтримується на рівні 73°C, а на кормовій – 64°C, при розсіюванні потужності 21,2 Вт відповідно 139°C та 115°C. При швидкості потоку повітря 10 м/с ($W = 8,21$ Вт) відповідно 59°C та 53°C, а при 21,2 Вт відповідно 105°C та 58°C.

Список літератури

1. Боровский В.Р., Шелиманов В.А. Теплообмен цилиндрических тел малых радиусов и их систем. – К.: Наукова думка, 1985. - 208 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М: Энергия, 1981. - 416 с.
3. Кремнев О.А., Боровский В.Р., Долинский А.А. Скоростная сушка. – К.: Техника, 1963. - 381 с.

4. **Кремнев О.А., Духненко Н.Т.** Теплоотдача цилиндрических тел малых размеров в поперечном потоке воздуха. Докл. АН УССР, 1959, № 12, с. 1316 – 1321.
5. **Михеев М.А.** Основы теплопередачи. – М.: Госэнергоиздат, 1956. - 392 с.

УДК 697.2+536.25

Е.С. Малкін, доктор технічних наук, професор

А.В. Тимощенко, аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури

Інститут технічної теплофізики національної академії наук України

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РУХУ І ТЕПЛООБМІНУ РІДИНИ І НАСИЧЕНОЇ ВОДЯНОЇ ПАРИ В КІЛЬЦЕВИХ МІКРОКАНАЛАХ

У статті запропоновано опис експериментального стенду і методики проведення експерименту для дослідження процесів руху і теплообміну рідини різного ступеня перегрівання та насиченої водяної пари у кільцевому мікроканалі.

У системах теплопостачання широко використовуються різноманітні пристрої, запірно-дросельні елементи яких виконані у вигляді пари клапан-сідло. Досвід багаторічної експлуатації пристроїв з подібними елементами вказує на недолік, пов'язаний із неможливістю плавного регулювання параметрів середовища. Частково це враховується конструкціями, у яких контакт пари клапан-сідло відбувається по конічній поверхні. У ряді праць, опублікованих російським журналом "Промышленная энергетика" [10]–[12], та у працях ІТТФ НАН України [13] запропоновано використовувати як запірно-дросельний елемент поршневу пару. Робочим простором такого елемента є кільцевий канал, утворений між поверхнями неуціленої поршневої пари. Такі елементи дають змогу виконувати плавне регулювання параметрів середовища в широких діапазонах, забезпечуючи роботу поршневої пари в умовах гідродинамічної рівноваги.