

УДК 536.24:541.11

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИПАДАННЯ ВОЛОГИ НА ПОВЕРХНІ ЦИЛІНДРА НА ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ ПОВІТРЯ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ МЕТОДУ ТАНЕННЯ ЛЬОДУ

Халатов А.А.^{1,2}, академік НАН України, Коваленко Г.В.¹, канд. техн. наук, Мулярчук М.А.², Степанюк О.Ю.²

¹ Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03057, Україна

² Київський національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут ім. Ігоря Сікорського», проспект Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2019.1>

Уточнено методику визначення середньої тепловіддачі з застосуванням калориметрів з льодом, що тане, і виконано тарувальні експерименти. Тарувальні експерименти виконано при поперечному обтіканні повітрям однорядного пучка круглих циліндрів діаметром 22 мм. Показано, що неврахування утворення роси може привести до значних помилок при визначенні коефіцієнта тепловіддачі, особливо при вологості повітря більше 53%.

Уточнена методика определения средней теплоотдачи с применением калориметров с тающим льдом и выполнены тарировочные эксперименты при поперечном обтекании однорядного пучка круглых цилиндров диаметром 22 мм. Показано, что учет образования росы может привести к значительным ошибкам при определении коэффициента теплоотдачи, особенно при влажности воздуха более 53%.

The methodology to determine the average heat transfer using calorimeter with melting ice has been refined and experimental testing has been performed. The calibration experiments has been performed at the cross flow of one row of smooth round cylinders with external diameter of 22 mm. It is shown, that ignoring of the surface dew formation leads to significant error in the heat transfer coefficient determination, especially when the air humidity is over 53%.

Бібліографія 10, рис. 3.

Ключові слова: калориметр, танення льоду, обтікання циліндра, коефіцієнт теплообміну, похибка визначення.

c – питома теплоємність;

D_i – внутрішній діаметр трубки;

f_i – вологість повітря;

G – масова витрата;

H – висота каналу;

l – робоча довжина циліндру;

p_n – парціальний тиск насиченої пари;

p_{BAR} – повний атмосферний тиск;

Q – тепловий потік;

Q_w – теплота конденсації вологи повітря;

r – питома теплота фазового переходу води;

F – поверхня теплообміну;

S – товщина шару води, що утворилась за час експерименту;

s_j – поперечний крок розташування циліндрів у пучку;

T – температура;

t_i – температура повітря, що натікає;

w – швидкість потоку у мінімальному перерізі пучка;

x – вологовміст;

α – коефіцієнт тепловіддачі;

$\bar{\alpha}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі;

δ – товщина стінки калориметра;

λ – коефіцієнт теплопровідності;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

τ – час вимірювання;

ρ – густина.

Критерії:

Nu – число Нуссельта;

Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля.

Нижні індекси:

0 – параметри, що відносяться до обтікання гладкої поверхні;

v – вода;

m – метал;

i – внутрішній;

dry – сухе повітря;

f – потік, що натікає;

fn – лід до танення;

w – стінка;

1 – вхід в робочу ділянку;

2 – вихід з робочої ділянки.

Актуальність роботи обумовлена тим, що круглі циліндри при поперечному обтіканні є складовим елементом багатьох технічних пристроїв в енергетиці, теплотехніці і хімічній технології. Для інтенсифікації

зовнішнього теплообміну широко застосовуються різні види ребер [1, 2, 3], використання яких пов'язане з великою металоємністю обладнання. Як показали дослідження, виконані в роботі [4], застосування заглиблень

на теплообмінній поверхні дозволяє істотно поліпшити теплогідрравлічні і масогабаритні характеристики тепломасообмінного обладнання. Ці дослідження підтвердили раніше зроблений висновок про те, що заглиблення на теплообмінній поверхні дозволяють інтенсифікувати теплообмін при зменшених втратах тиску [5]. Простим і ефективним способом інтенсифікації теплообміну є також одно- або двозахідна спіральна канавка на зовнішній поверхні труби.

Експериментальне визначення коефіцієнта тепловіддачі при зовнішньому обтіканні циліндра є складною задачею. При поперечному обтіканні гладких циліндрів розподіл температури (тепловіддачі) по їх поверхні залежить від характеру потоку (ламінарний чи турбулентний), умов відриву примежового шару і утворення вихрових зон [6]. В даний час відомі і використовуються кілька методів експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі, що мають різну ступінь похибки. Кращі результати одержують при використанні методів калориметрії. В ІГТФ НАН України при дослідженні теплообміну при поперечному обтіканні труб зі складною зовнішньою поверхнею використовуються калориметри з льодом, що тоне [7]. У цьому методі середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за масою води, що утворилася в результаті танення льоду, розташованого всередині циліндричного калориметра. Як показують розрахунки відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі при використанні сухого повітря становить 10,5%.

Особливістю методу є постійна температура зовнішньої поверхні циліндра-калориметра, яка близька до 0°C. У цих умовах при високій вологості оточуючого повітря на поверхні циліндра-калориметра можливе випадання крапельної вологи, яка трансформується в тонку плівку. Неврахування випадіння вологи на поверхню циліндра може привести до великих помилок при визначенні коефіцієнта тепловіддачі.

Метою даної роботи є розробка методики визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі методом танення льоду з урахуванням вологи, яка випадає на поверхні циліндра-калориметра. Дослідження виконуються в діапазоні зміни числа Рейнольдса, розрахованого по зовнішньому діаметру труби, від 2000 до 17000.

Експериментальна установка і методика проведення дослідів

Схема експериментальної установки показана на рис. 1. Вона являє собою газодинамічний контур відкритого типу, який працює за рахунок всмоктування зовнішнього повітря вентилятором 1 (рис. 1). Повіт-

ряний потік надходить у вхідний канал контуру, в якому розташовано вимірювач витрати (чашковий анемометр) 5, проходить через хонейкомб 4, який слугує для забезпечення рівномірного поля швидкостей по перерізу каналу, і поступає до робочої ділянки, в якій встановлюється однорядний пучок циліндрів з п'яти трубок з центральною трубкою – калориметром. Перед вентилятором, існує додатковий патрубок з вентилем 3 для підсмоктування повітря із атмосфери з метою регулювання витрати основного потоку (в бік його зменшення). Стінки каналу робочої ділянки виготовлено з оргскла з шорсткістю поверхні не більше $Rz = 1,0$ мкм. Загальна довжина каналу з оргскла 970 мм. Діаметр всіх циліндрів D складає 22 мм, довжина кожної трубки дорівнює 220 мм, а робоча довжина, в межах поперечного перерізу каналу, $l=105$ мм. Відносний поперечний крок розташування циліндрів у пучку складає $l/D = 1,7$.

В експериментах вимірювались швидкість повітря перед хонейкомбом (анемометр У7), температура повітря на вході зразковим ртутним термометром з ціною поділки 0,1°C; відносна вологість повітря на вході, температура мокрого та сухого термометра; температура внутрішньої поверхні циліндра-калориметра (середній циліндр); швидкість повітря, температура та відносна вологість повітря на виході з робочої ділянки (DigitalAnemometerModel; ST 8021), повний тиск за калориметром (рухома трубка Піто з координатником, підключена до похилого водяного дифманометра). Температура внутрішньої стінки циліндра та льоду в центрі циліндра вимірювались хромель-копелевими термопарами з діаметром дротів 0,5 мм. Всі термопари проходили індивідуальне тарування в термостаті УТ-15 з використанням зразкового ртутного термометра с ціною поділки 0,1°C, холодні спаї термопар поміщались в нуль-термостат (посудина Дьюара з льодом, що тоне).

Середній по поверхні труби коефіцієнт тепловіддачі визначався методом танення льоду. Вимірювання проводились на центральному циліндрі (заштрихований на рис.1). Кінці циліндрів були ретельно теплоізовані, і розміщувались в непроточних повітряних камерах. До експерименту досліджуваний циліндр заповнювався дистильованою водою і поміщався в морозильну камеру для утворення льоду. Після включення вентилятора і системи вимірювань витримувався певний проміжок часу для виходу установки на постійний режим, коли показання всіх термопар на протязі 10 хвилин відрізнялись на величину не більше $\pm 0,5\%$. Потім на місце одного з циліндрів встановлювався циліндр-калориметр і певний час витримувався в потоці повітря.

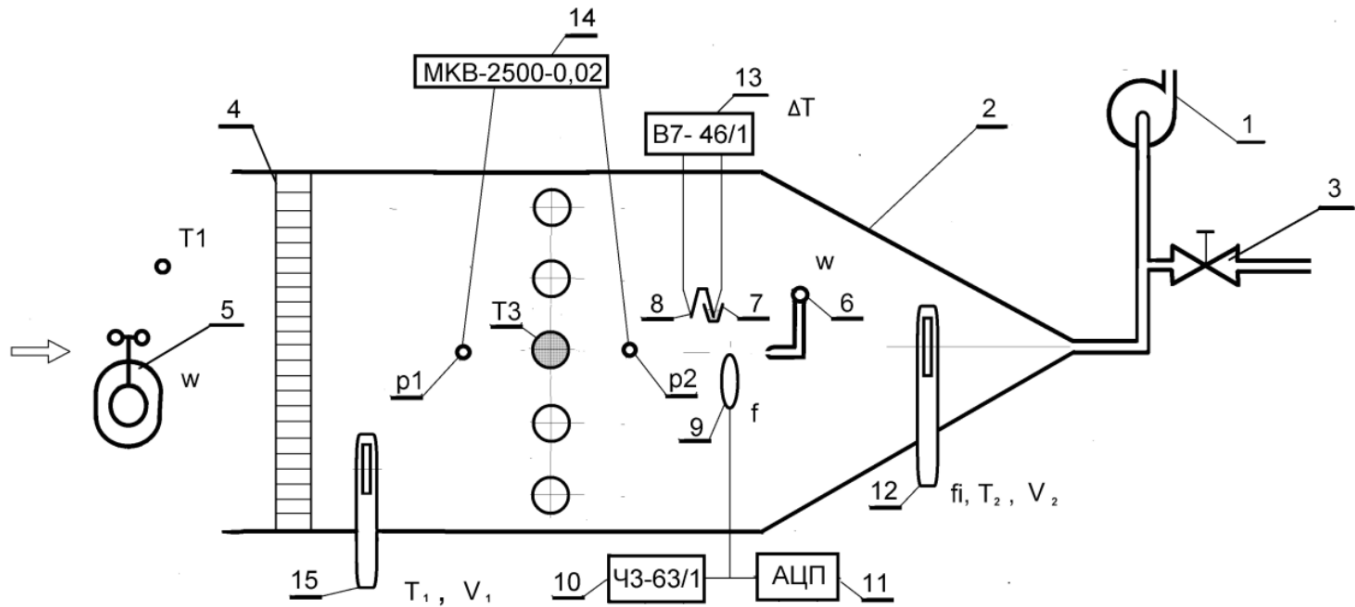


Рис. 1. Схема експериментальної установки:

- 1 – вентилятор; 2 – конічна частина робочої ділянки; 3 – регулюючий клапан; 4 – хонейкомб;
 5 – вхідний анемометр; 6 – трубка Піто; 7 – волога терморпара; 8 – суха терморпара;
 9 – n'єзокерамічний сенсор; 10 – частотомір; 11 – аналого-цифровий перетворювач;
 12 – вимірювач відносної вологості, температури, швидкості на виході з робочої ділянки;
 13 – цифровий вольтметр; 14 – мікроанометр; 15 – вимірювач відносної вологості,
 температури, швидкості на вході; T1 – ртутний термометр; T3 – льодовий калориметр.

Після певного проміжку часу циліндр-калориметр виймався для вимірювання кількості води, що утворилась. Об'єми льоду, що розтанув і що залишився, визначались за допомогою мірної ємності з ціною поділки 0,1 мл. Кількість води, яка сконденсувалась із повітря на зовнішній поверхні циліндра-калориметра, визначалась зважуванням промоклого паперу. Для перевірки масового балансу вимірювалась також кількість льоду, що залишився в циліндрі.

Методика визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі

Основні особливості методики обробки експериментальних даних розглянуті в [7]. Кількість теплоти, яка підводиться до бокової поверхні циліндра-калориметра для утворення певного об'єму води, визначається за допомогою рівняння теплового балансу:

$$Q = rV\rho_B + c_M(t_f - t_{fn})F_s\delta\rho_M + c_L(t_f - t_{fn})V\rho_L \quad (1)$$

Доданки у правій частині рівняння визначають, відповідно, теплоту, витрачену на плавлення льоду, підведену до стінки калориметра, і витрачену на нагрів льоду до температури плавлення.

Середня товщина шару води, що утворилась за час експерименту, складає величину:

$$S = \frac{D_i}{2} \cdot \sqrt{\frac{D_i^2}{4} - \frac{V}{\pi \cdot L}} \quad (2)$$

де V – об'єм води, що утворився, L – довжина калориметра. Вираз для середнього по поверхні теплового потоку через стінку калориметра з урахуванням конденсації вологи повітря має вигляд:

$$\frac{Q}{\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{2 \cdot \lambda} + \frac{\delta}{\lambda_M}} \cdot F \cdot (t_i - t_f) \quad (3)$$

Середній коефіцієнт теплопередачі від повітря до льоду у калориметрі визначається з наступного виразу, що отримано з (3):

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{\frac{F \cdot (t_i - t_f) \cdot \tau}{Q} - \frac{S}{2 \cdot \lambda} - \frac{\delta}{\lambda_M}} \quad (4)$$

Середній коефіцієнт теплопередачі від повітря до льоду у калориметрі з урахуванням ефекту конденсації

[8] на зовнішній поверхні визначається з наступного виразу:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{\frac{F \cdot (t_i - t_f) \cdot \tau}{Q - Q_w} + \frac{s}{2 \cdot \lambda} + \frac{\delta}{\lambda_M}}, \quad (5)$$

де

$$Q_w = 1,01(T_1 - T_2) + 2493(x_1 - x_2) + 1,97(x_1 T_1 - x_2 T_2), \quad (6)$$

$$x_i = 0,622 \frac{f_i \cdot p_{ni}}{p_{BAR} - f_i \cdot p_{ni}}. \quad (7)$$

Результати тарувальних експериментів

На рис. 2 наведено результати тарувальних експериментів в формі відносної розбіжності між середньою тепловіддачею в випадках сухого і вологого повітря, що обтікає циліндр-калориметр. Розрахунки виконані з використання формул (5) - (7). Кількість вологи на поверхні циліндра визначалося зважуванням промокливого паперу і контролювалось за методикою роботи [8]. Отримані результати показують, що при використанні методу танення льоду вологість повітря істотно впливає на результати визначення середнього

коефіцієнту тепловіддачі. При вологості повітря менше 53% відносна похибка визначення числа Нуссельта становить близько 15%, але потім вона швидко зростає до 40% при вологості повітря 80%.

На рис. 3 наведено результати тарувальних експериментів по визначенню середнього коефіцієнту тепловіддачі (числа Нуссельта) методом танення льоду при обтіканні гладкого циліндра. Середнє число Нуссельта визначалося за рівнянням: $\overline{Nu}_f = \frac{\bar{\alpha}_f \cdot D}{\lambda_f}$. Експерименти проведені в широкому діапазоні вологості повітря, причому максимальне значення становило понад 80%. Отримані дані порівнювалися з класичною залежністю [10].

$$\overline{Nu}_f = 0,25 Re_f^{0,6} Pr_f^{0,38} (Pr_f/Pr_w)^{0,25} \quad (8)$$

Як впливає з рис. 3, врахування вологості повітря, що обтікає холодний циліндр-калориметр, дозволяє скорегувати експериментальні результати, особливо при великих числах Рейнольдса понад 7000, де вологість повітря була високою.

Висновки

1. Уточнено методику визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі методом танення льоду при поперечному обтіканні круглого циліндра.

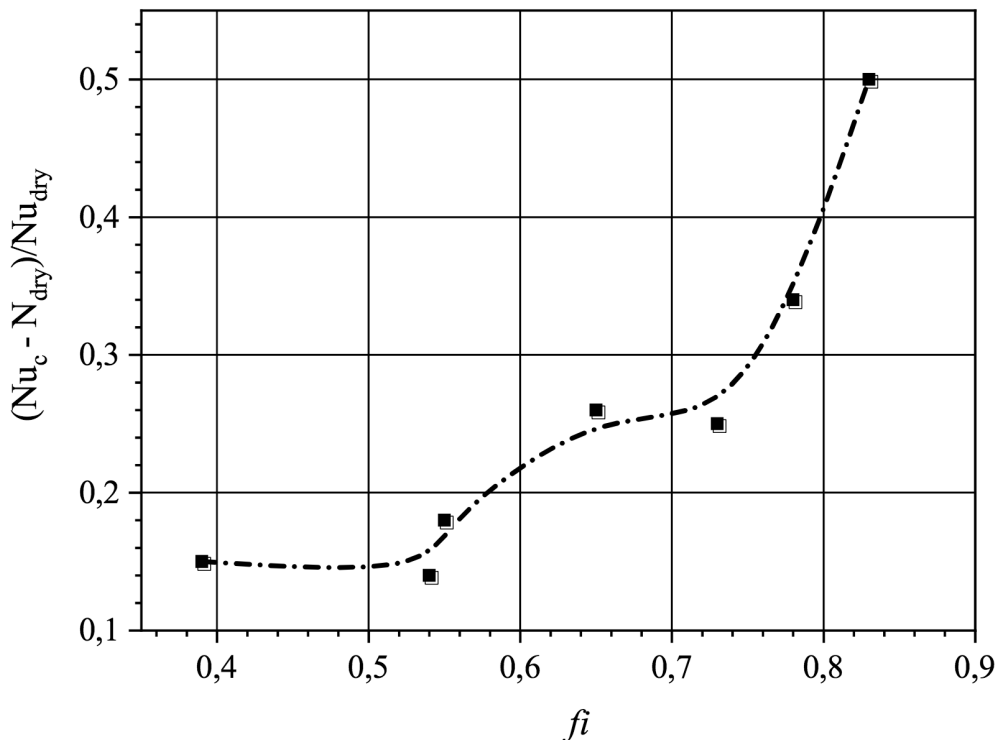


Рис. 2. Відносна похибка визначення числа Нуссельта при поперечному обтіканні циліндра-калориметра сухим і вологим повітрям.

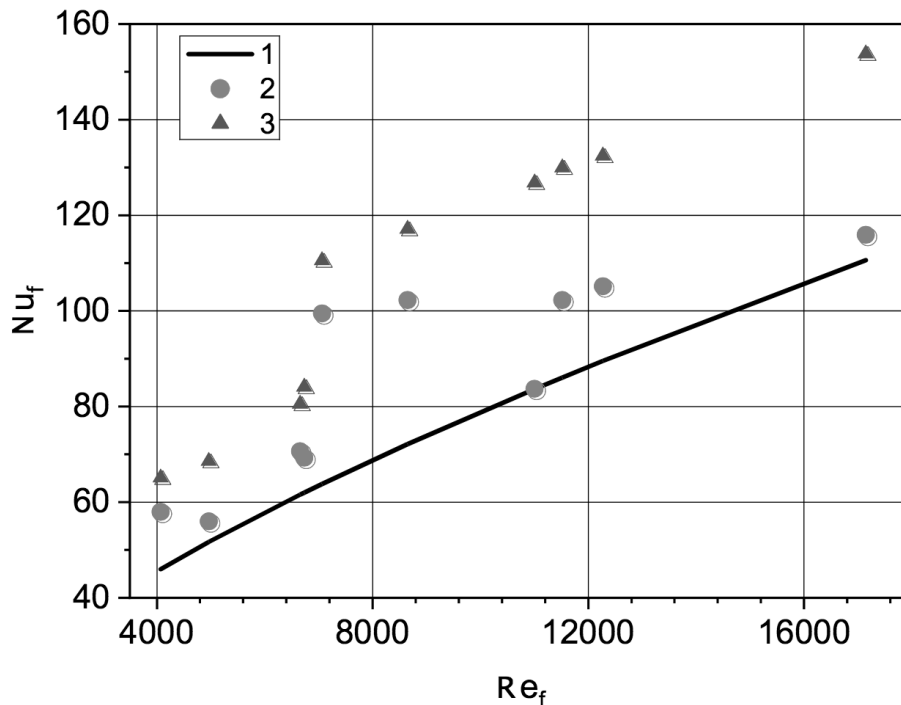


Рис. 3. Залежність числа Нусельта від числа Рейнольдса для гладкого циліндра при поперечному обтіканні сухим і вологим повітрям: 1 – експериментальні дані для сухого повітря [10]; 2 – експериментальні дані авторів з урахуванням вологості повітря; 3 – експериментальні дані для волого повітря.

2. Показано, що неврахування вологості повітря, що обтікає циліндр-калориметр, може привести до великої похибки при визначенні середнього коефіцієнта тепловіддачі, особливо при вологості повітря більше 53%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Жукаускас А. А., Мартыненко О. Г. Успехи теплопередачи, Вильнюс: Моклас, 1979.
2. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечноорезанных труб. Киев. Альтерпрес. 2004.
3. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно оррезанных труб. Ленинград: «Машиностроение», 1982.
4. Коваленко Г. В. Обтекание цилиндров потоком газа при турбулизации пограничного слоя. Научное обозрение. 2014 г. № 8. С. 548 – 553.
5. Коваленко Г. В., Мейрис А. Ж. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2013 г. 3/12 (63), С. 58 – 60.
6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Москва: Наука, 1969.
7. Коваленко Г. В., Халатов А. А. Применение ледяных калориметров для исследования теплоотдачи поверхностей, формированных углублениями. Промышленная теплотехника. 2008. № 2. С. 5–12.
8. Таубман Е. И., Гориев В. А., Мельцер В. Л., Пастушенко Б. Л., Савинкин В. И. Контактные теплообменники – М., Химия, 1987. 256 с.
9. Зайдель А. Н. Элементарные оценки ошибок измерений учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.Л.: Наука, Ленинградское отд. 1967. 88 с.
10. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

**INFLUENCE MOISTURE FORMATION ON
CYLINDER SURFACE
ON THE DETERMINATION OF HEAT TRANSFER
COEFFICIENT AIR DURING APPLICATION OF
THE METHOD OF MELTING ICE**

**Khalatov A. A.^{1,2}, Kovalenko G.V.¹, Mulyarchuk M.A.²,
Stepanyuk O. Yu.²**

¹ *Institute of Engineering Thermophysics of the National
Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv,
03680, Ukraine*

² *Kyiv National Technical University of Ukraine "Kyiv
Polytechnic Institute named after Igor Sikorsky", 37,
Peremohy Avenue, Kyiv, 03056, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2019.1>

Circular cylinders with cross-flow are a component of many technical devices in power engineering, heat engineering and chemical technology.

For the intensification of external heat exchange, various types of ribs are widely used, the use of which is associated with a large metal capacity of the equipment. Application of holes on the heat exchange surface can significantly improve the thermohydraulic and mass-grossing characteristics of heat and mass equipment. A simple and effective way of intensifying heat transfer is the spiral groove on the outer surface of the pipe.

The purpose of this work is to develop a method for determining the average coefficient of heat transfer by the method of melting ice, taking into account the moisture that falls on the surface of the cylinder-calorimeter. The research was carried out in the range of the Reynolds number change, calculated from the outside diameter of the pipe, from 2000 to 17000.

In this paper, the method of determining the average coefficient of heat transfer by the method of melting of ice at the cross-flow of a round cylinder is specified. It is shown that ignoring the air humidity flowing through the cylinder-calorimeter can lead to a large error in determining the average coefficient of heat transfer, especially when air humidity is more than 53%.

Key words: melting ice calorimeter, error in determining the coefficient of heat transfer, transverse flow around the cylinders.

References 10, figures 3.

1. Zhukauskas A. A, Martynenko O. G. The successes of heat transfer, Vilnius: Mokslas, 1979 (Rus.)

2. Pysmennyi E. N. Heat transfer and aerodynamics of packages of cross-sectioned pipes. Kiev: AlterPress 2004 (Rus.)

3. Yudin V.F. Heat transfer of transverse finned tubes. Leningrad: Mechanical Engineering, 1982 (Rus.)

4. Kovalenko G.V. Circulation of cylinders with gas flow during turbulization of the boundary layer. Scientific review. 2014 number 8. S. 548 - 553.

5. Kovalenko G. V., Meiris A. Zh. Comparison of different methods of intensification of heat exchange on cylindrical surfaces. East European Magazine of Advanced Technology. 2013 3/12 (63), pp. 58 – 60 (Rus.)

6. Schlichting G. Theory of the boundary layer. Moscow: Science, 1969 (Rus.)

7. Kovalenko G.V., Khalatov A. A. Application of ice calorimeters for investigation of heat transfer of surfaces formed by recesses. Industrial heat engineering. 2008. № 2. P. 5–12 (Rus.)

8. Taubman E.I., Goryev V. A., Melzer V. L., Pastushenko B. L., Savinkin V. I. Contact Heat Exchangers M., Chemistry, 1987. 256 p. (Rus.)

9. Zaidel A. N. Elemental estimations of errors of study measurements. Manual for a student. higher studying Head L. : Nauka, Leningrad Branch. 1967. 88 p.

10. Isachenko V. P., Osipova V. A, Sukomel A. S. Heat transfer. M. : Energoizdat, 1981. 416 p.

Отримано 20.12.2018

Received 20.12.2018