

УДК 536.27:697.92

В. Ярослав, В. Лабай

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН В КАНАЛАХ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ПОВІТРЯНИХ ПРОШАРКІВ

© Ярослав В., Лабай В., 2003

Experimental investigations of the convective heat exchange process at air turbulent movement in the channels of ventilated spaces have been carried out in this article. The criterial dependency that gives a possibility to determine an average value of heat returning coefficient and as result the value of heat flow, has been obtained.

Вентильовані повітряні прошарки широко застосовують в покриттях та в багатошарових заскленнях будинків. Їх використання покращує теплотехнічні властивості конструкції як в холодний, так і в теплий періоди року. За підрахунками, рух повітря в каналах прошарків відбувається за значень числа Рейнольдса в межах 2300...10000, що відповідає перехідній зоні режиму течії.

Дослідженнями конвективного теплообміну під час вимушеного руху рідин в каналах займалися багато дослідників. В [1, 2, 3] встановлені залежності для конвективного теплообміну під час руху рідини в щілинних та кільцеподібних каналах для ламінарного ($Re < 2300$) та турбулентного ($Re > 10000$) режимів руху. Вивчення процесу теплообміну, яке наведене в [1], проводилося в щілинних каналах з червоної міді, з розмірами поперечного перерізу 40×4 мм та $40 \times 2,25$ мм, а як робоча рідина використовувалась дистильована вода. Нагрівання каналів здійснювалось водяною парою, яка конденсувалась. Безумовно, умови теплообміну для каналів повітряних прошарків, які розташовуються в зовнішніх огороженнях будинків, значно відрізняються від умов експерименту, який описаний в [1]. Крім того, потрібно зазначити, що отримані залежності в [1, 2] застосовувати за умов перехідного режиму руху рідини в каналах некоректно. Необхідно вказати на принципову невизначеність перехідного режиму руху рідини в каналах. Перехідний режим руху є нестійкий і тому досить чутливий до різноманітних зовнішніх збурень. Тепловіддача в перехідній області вивчена мало і тому бракує розрахункових залежностей, які дають задовільні результати. Тому нами були проведені експерименти з метою вивчення конвективного теплообміну під час руху повітря в каналах повітряних прошарків.

Досліди проводилися в умовах одностороннього променевого нагрівання каналу від ламп розжарювання за різних кутів нахилу каналу (0, 5, 7, 10, -7, -10°). Канал прошарку був виготовлений з листової фанери завтовшки 10 мм і ретельно заізолюваний з трьох боків. Для вилучення променевого теплообміну внутрішні поверхні каналу були покриті полірованою алюмінієвою фольгою. Поперечний переріз каналу мав розміри $500 \times 40(h)$ мм. Для створення рівномірного за перерізом каналу профілю швидкостей повітря канал з боку входу повітря підключався до вирівнювальної камери, в якій співвідношення поперечних перерізів камери та каналу становило 40,5. Повітря надходило до каналу від вентилятора через замірну ділянку з нормалізованою діафрагмою, яка використовувалась для визначення масової витрати повітря G . Масова витрата і відповідно середня швидкість потоку повітря в каналі прошарку змінювалися зміною частоти обертання робочого колеса вентилятора.

Температура повітря t_w та стінки t_f визначалася хромель-копелевими термопарами. Електрорушійна сила термопар замірялася універсальним вольтметром В7-21А з точністю до $0,05^\circ\text{C}$. Всі заміри виконувалися під час усталеного теплового режиму роботи системи. За абсолютним значенням середня швидкість потоку повітря w в дослідах змінювалася від 0,4 до 1,2 м/с.

Під час обробки результатів експериментів спочатку визначалася середня планіметрична температура стінки каналу $\bar{t}_f, ^\circ\text{C}$, потім середня температура повітря в каналі $\bar{t}_w = 0,5 \cdot (t_w^n + t_w^k), ^\circ\text{C}$, середня швидкість потоку повітря в каналі

$$\bar{w} = \frac{G}{f \cdot \rho_n}, \text{ м/с}, \quad (1)$$

величина теплового потоку

$$Q = G \cdot c_n \cdot (t_w^k - t_w^n), \text{ Вт}, \quad (2)$$

і, нарешті, середнє значення коефіцієнта конвективної тепловіддачі

$$\bar{\alpha}_k = \frac{Q}{F \cdot (\bar{t}_f - \bar{t}_w)}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (3)$$

де f, F – площі, м^2 відповідно поперечного перерізу каналу та поверхні, на якій відбувався теплообмін;

ρ_n – густина повітря, кг/м^3 за середньої температури повітря в каналі та атмосферного тиску під час досліджень;

c_n – питома теплоємність повітря, $c_n = 1005 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;

t_w^n, t_w^k – температури потоку повітря відповідно на вході та виході з каналу, $^\circ\text{C}$;

G – масова витрата повітря в каналі, кг/с .

Дослідні дані були оброблені та подані нами у вигляді безрозмірних критеріїв:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha}_k \cdot d_{екв}}{\lambda_w}; \quad (4)$$

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d_{екв}}{\nu_w}, \quad (5)$$

де λ_w – коефіцієнт теплопровідності повітря, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$;

ν_w – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\text{м}^2/\text{с}$;

\overline{Nu} – середнє число Нуссельта.

При цьому визначальною температурою приймалася температура \bar{t}_w , а визначальним розміром є $d_{екв}=4f/P$, де f – площа поперечного перерізу каналу; P – повний периметр перерізу, м. Вплив фізичних особливостей робочої рідини на процес теплообміну враховувався значенням числа Прандтля – $Pr^{0,43}$, вплив напрямку теплового потоку – величиною $(Pr/Pr_f)^{0,25}$, яка для умов дослідів дорівнювала 1. Вплив ступеня стабілізації потоку не враховувався, оскільки $L/d_{екв}>25$.

Отримана усереднена критеріальна залежність для процесу конвективного теплообміну під час перехідного режиму руху повітря в каналах вентильованих повітряних прошарків ($10000>Re>2300$), яка має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,06 Re^{0,67} \cdot Pr^{0,43}. \quad (6)$$

В такій обробці результати досліджень показані на рис.1, де по осі абсцис нанесені значення числа Re , а по осі ординат нанесені значення комплексу $\overline{Nu} \cdot Pr^{-0,43}$. На рис. 2 показана залежність коефіцієнта конвективної тепловіддачі α_k від числа Re , отримана під час досліджень.

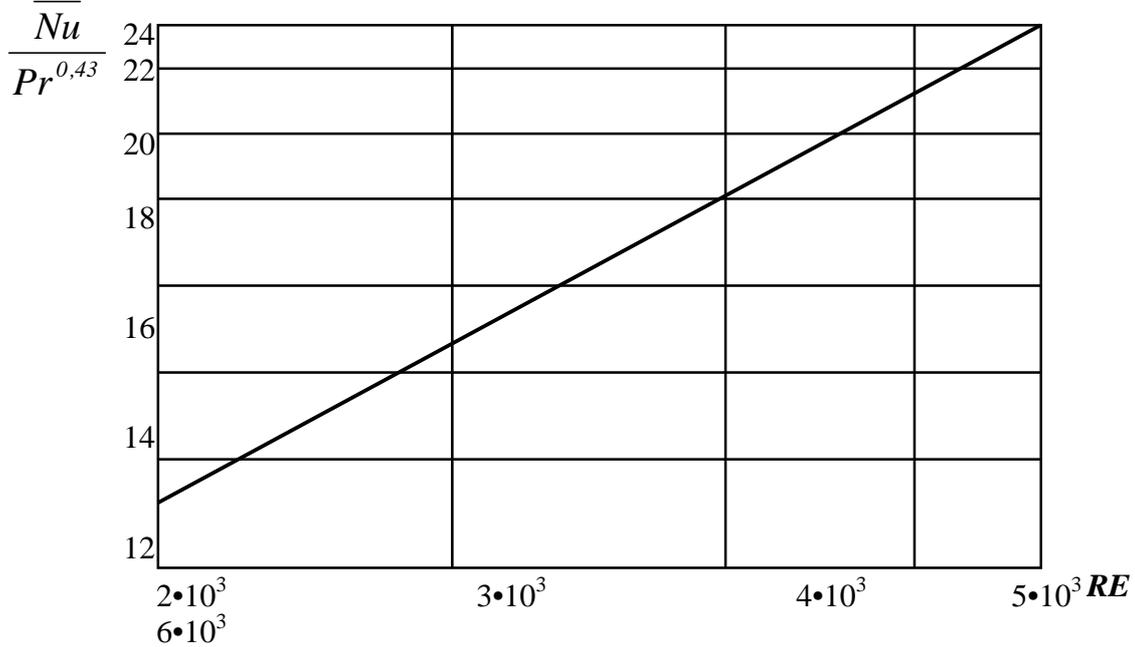


Рис. 1. Конвективний теплообмін під час перехідного режиму руху повітря в каналах вентиляованих прошарків

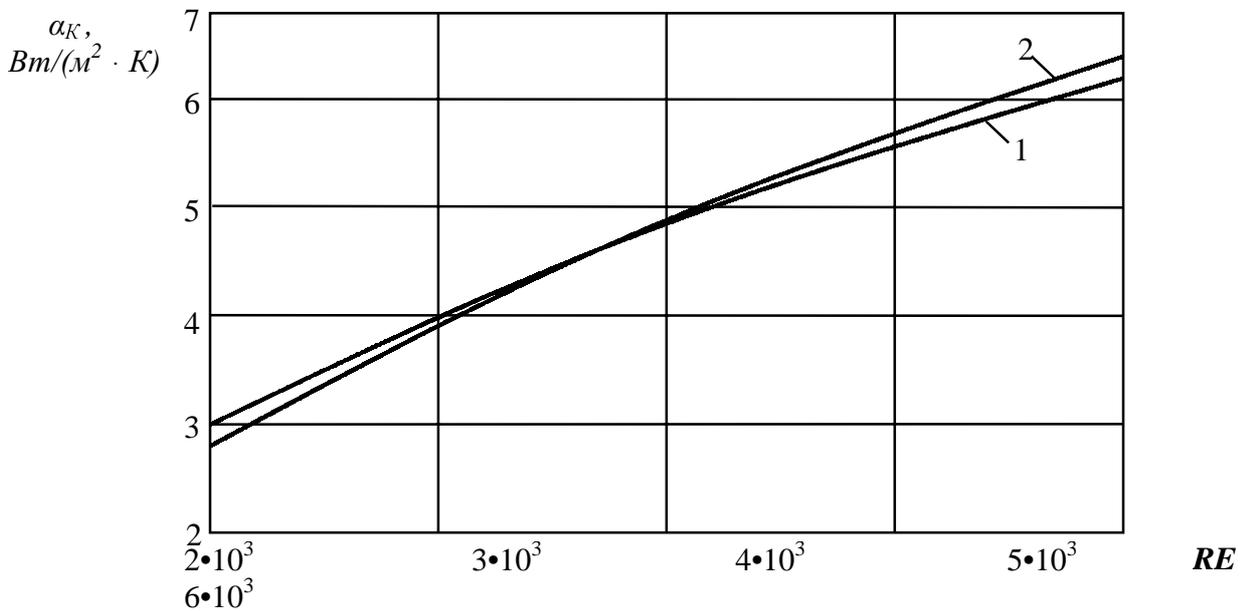


Рис. 2. Залежність коефіцієнта конвективної тепловіддачі α_k від числа Re :
1 – за даними авторів; 2 – за залежністю $\overline{Nu} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$ [2]

Висновок

Проведено експериментальне дослідження процесу конвективного теплообміну під час перехідного режиму руху повітря в каналах вентиляованих прошарків.

Отримано критеріальну залежність, яка дає можливість визначити середнє значення коефіцієнта конвективної тепловіддачі, а, відповідно, і величину теплового потоку під час перехідного режиму руху повітря в каналах вентиляованих прошарків.

1. Аверин Е.К., Инаятов А.Я., Кондратьев Н.С. и др. Теплоотдача при движении жидкости в кольцевых и щелевых каналах. Теплопередача и тепловое моделирование. – М., 1959.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М., 1973. 3. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена / Под ред. А.В. Лыкова – М.-Л., 1961.

УДК 62-54:621.646.3

В. Каращенко

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра гідравліки та сантехніки

РЕГУЛЮВАННЯ ВИТРАТ РІДИН У ТРУБОПРОВОДАХ УВЕДЕННЯМ ГІДРОДИНАМІЧНО-АКТИВНИХ ДОДАТКІВ

© Каращенко В., 2003

It is given the review and the analysis of ways of regulation of charges of pressure head streams of liquids in pipelines by introduction in them of hydrodynamic-active additives.

Вступ

Способи регулювання витрат напірних потоків багаточисленні та різноманітні [1, 2]. Найпоширеніші з них полягають у збільшенні пропускної здатності трубопроводів змінюванням властивостей транспортованого середовища, включаючи зниження в'язкості плинних систем та введення в потік гідродинамічно активних додатків (ГДАД).

Мета роботи – огляд й аналіз способів регулювання витрат напірних потоків уведенням у них ГДАД.

1. ГДАД – це малі анізотричні частинки, які при введенні в незначних кількостях у потік, істотно понижують турбулентне тертя (ТТ). Довжина молекул полімерів, наприклад, на декілька порядків перевищує їх поперечні розміри. Масову концентрацію ГДАД у потоці середовища змінюють у межах від 10^{-8} до 10^{-2} кг/кг залежно від їх типу та потрібного ефекту.

Найефективнішими ГДАД є високомолекулярні полімери з ланцюжковою будовою молекул та міцелотворні поверхнево-активні речовини (МПАР). Нами виявлено, що зниження ТТ за допомогою деяких ПАР можливе, коли їхні водносолеві розчини є емульсіями [3–5]. Додатки, які утворюють емульсійні структури у потоці рідини, мають переваги при їх використанні в замкнених магістралях теплоцентралей і в системах оборотного водопостачання й охолодження [6]. Знижують ТТ також анізотричні частинки, що утворюють суспензії, стійкі до деградації та деструкції при тривалій їх циркуляції. Це частинки глинистих мінералів: монтморилоніту, іліту, каолініту, палігорскіту; природних волокон: азбестових дерев'яних, шовкових, бавовняних; штучних волокон: базальтових, скляних, графітових тощо. [7, 8]. Зменшення опору в суспензіях пов'язане з підвищеною стійкістю течій, утворених анізотропних середовищ, що проявляється в затягуванні ламінарного режиму руху та в різкому розширенні ділянки ламінарно-турбулентного переходу [5]. При течіях у трубах усі ГДАД збільшують товщину в'язкого підшару, що проявляється у зниженні ТТ та послабленні гідродинамічного опору. Максимально можливе зниження останнього сягає 80 %.