

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2021.2\(485\).4](https://doi.org/10.15589/znp2021.2(485).4)
УДК 536.24:533.6.011

MODELING OF THE HEAT EXCHANGE SECTION OF THE AIR COOLING DEVICE ON THE BASIS OF CHESS PACKAGES OF TUBES OF DIFFERENT PROFILE

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІННОЇ СЕКЦІЇ АПАРАТУ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НА ОСНОВІ ШАХОВИХ ПАКЕТІВ ТРУБ РІЗНОГО ПРОФІЛЮ

Oleksandr V. Baranyuk
aleksandrW@i.ua
ORCID: 0000-0001-6008-6465
Mykyta V. Vorobiov
vorobiov.nikv@gmail.com
ORCID: 0000-0001-9621-7658

О. В. Баранюк,
канд. техн. наук, доцент
М. В. Воробйов,
канд. техн. наук, старший викладач

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

Abstract. The work is devoted to the analysis of the prospects of using as heat exchange sections of air cooling devices chess packages of tubes with external washer and screw finning, tubes of flat-oval profile with full and incomplete finning. The aim of the work is to develop substantiated recommendations for the selection of the most promising from the heat-aerodynamic point of view of the heat exchange surface for the heat exchange section of air cooling devices. To achieve this goal, the analysis of the results of the calculation of generalized dependences for the calculation of convective heat transfer coefficients of checkerboard packages of tubes with external washer and screw finning, which are still successfully used as heat exchange sections of air cooling devices, and flat-profile tube bundles finning which can be used in the construction of the latter. The calculations were performed for a zigzag-type air cooling apparatus consisting of six sections. In each section – 8 rows of tubes 6 m long, which form one course of the gas; number of fans per device – 1. Natural gas was selected as the coolant cooled inside the tubes of the air cooling apparatus. The calculation was performed at the same natural gas temperatures at the inlet to the tubes – $t_1 = 40^\circ\text{C}$ and $t_2 = 20^\circ\text{C}$ at the outlet of them. The temperature of the cooling air at the entrance to the air cooling apparatus was $\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$, the air temperature after – $\vartheta_2 = 6,47^\circ\text{C}$. The natural gas consumption is selected equal to $D = 60$ kg/s, and the fan capacity $G = 354$ m³/h. Thermal power of the air cooling device – $Q = 3,036$ MW, temperature pressure $\Delta t = 25,35^\circ\text{C}$. For all investigated types of tubes, the finning coefficient $\Psi = 9,2$ remained unchanged. The studies were performed in the range of changes in the relative steps of the tubes in the chess beam S_1/S_2 from 0,5 to 2,5.

The results of determining the heat-aerodynamic efficiency show that the highest indicators of heat transfer intensity have bundles of flat-oval tubes with incomplete finning, which are on average 2,5 times higher than the heat transfer intensity of cylindrical tubes with washer and helical finning and almost 4-fold flat-oval tubes with full finning. The aerodynamic drag of bundles of flat-oval tubes with incomplete finning is on average 50% lower than that of analogue tubes. Unfortunately, the value of the compactness of the beams of such tubes is only 11% lower than the value of the compactness of cylindrical tubes with washers and helical fins.

Key words: forced convection; heat exchange intensification; aerodynamic drag; heat aerodynamic efficiency.

Анотація. Робота присвячена аналізу перспективи використання як теплообмінних секцій апаратів повітряного охолодження шахових пакетів труб з зовнішнім шайбовим і гвинтовим оребренням, труб плоско-овального профілю з повним і неповним оребренням. Метою роботи є розробка обґрунтованих рекомендацій щодо вибору найбільш перспективної з теплоаеродинамічної точки зору поверхні теплообміну для теплообмінної секції апаратів повітряного охолодження. Для досягнення поставленої мети виконано аналіз результатів розрахунку за узагальнюючими залежностями для розрахунку конвективних коефіцієнтів теплообміну шахових пакетів труб з зовнішнім шайбовим і гвинтовим оребренням, які сьогодні успішно використовуються як теплообмінні секції апаратів повітряного охолодження, а також пучків труб плоско-овального профілю з повним і непо-

вним оребренням, які можуть бути використані під час конструювання останніх. Розрахунки проводились для апарату повітряного охолодження зигзагоподібного типу, що складався із шести секцій. У кожній секції – 8 рядів труб довжиною 6 м, які утворюють один хід з боку газу. Кількість вентиляторів на один апарат – 1 шт. В якості теплоносія, що охолоджувався всередині труб апарату повітряного охолодження, вибрано природний газ. Розрахунок виконувався при однакових температурах природного газу на вході в труби – $t_1 = 40^\circ\text{C}$ – і $t_2 = 20^\circ\text{C}$ – на виході з них. Температура охолоджуючого повітря на вході в апарат повітряного охолодження становила $\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$, температура повітря після – $\vartheta_2 = 6,47^\circ\text{C}$. Витрата природного газу вибрана рівною $D = 60$ кг/с, а продуктивність вентилятора $G = 354$ м³/год. Теплова потужність апарату повітряного охолодження $Q = 3,036$ МВт, температурний напір $\Delta t = 25,35^\circ\text{C}$. Для всіх досліджених типів труб зберігалась незмінність коефіцієнту оребрення $\Psi = 9,2$. Дослідження проводилися в діапазоні зміни відносних кроків труб в шаховому пучку S_1/S_2 від 0,5 до 2,5.

Результати визначення теплоаеродинамічної ефективності свідчать, що найвищими показниками з інтенсивності тепловіддачі володіють пучки плоско-овальних труб з неповним оребренням, які в середньому в 2,5 рази перевищують інтенсивність тепловіддачі циліндричних труб з шайбовим і гвинтовим оребренням і майже в 4 рази плоско-овальні труби з повним оребренням. Аеродинамічний опір пучків плоско-овальних труб з неповним оребренням в середньому на 50% нижчий, ніж в труб-аналогів. На жаль, значення компактності пучків таких труб лише на 11% нижче, ніж значення компактності циліндричних труб з шайбовим і гвинтовим оребренням.

Ключові слова: вимушена конвекція; інтенсифікація теплообміну; аеродинамічний опір; теплоаеродинамічна ефективність.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Створення ефективних та надійних теплообмінних апаратів – важлива задача для багатьох галузей техніки. З розвитком технології машинобудування все ширше застосовують сучасні високоефективні теплообмінні поверхні, представлені, зокрема, плоско-овальними, краплеподібними та іншими видами зручнообтічних труб, які приходять на заміну трубам круглого перерізу. Разом з використанням нових типів труб для теплообмінних поверхонь задля інтенсифікації теплообміну використовують різні типи оребрення, інтенсифікатори теплообміну (турбулізатори потоку) тощо.

Представлена робота присвячена аналізу результатів розрахунку за узагальнюючими залежностями для визначення конвективних коефіцієнтів теплообміну шахових пакетів труб з зовнішнім шайбовим і гвинтовим оребренням [1], труб плоско-овального профілю з повним [2] і неповним оребренням [3], які можуть бути використані для конструювання апаратів повітряного охолодження.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Для охолодження потоку природного газу, що транспортується за допомогою газоперекачувальних станцій, найбільшого поширення отримали апарати повітряного охолодження, які мають низку переваг над іншими типами теплообмінних апаратів. Зокрема, вони не вимагають попередньої підготовки теплоносіїв, надійні в експлуатації, екологічно чисті, мають прості схеми підключення [4].

Як теплообмінні секції апаратів повітряного охолодження використовуються пучки оребрених труб різної довжини (від 3 до 12 м). Існують приклади застосування біметалевих труб, де для несучої труби

як матеріал використовується сталь, а як матеріали для оребрення – мідь і алюміній. Необхідно відзначити, що в місці контакту двох труб виникає додатковий термічний опір i , як показують багаточисленні дослідження, тепла ефективність їх знижується на 10–15% порівняно з монометалічними теплообмінними поверхнями у вигляді труб круглого поперечного перерізу з гвинтовим або шайбовим поперечним оребренням. Ці труби набули широкого розповсюдження в теплоенергетичній промисловості та котлобудуванні, і велика кількість робіт присвячена дослідженню та узагальненню теплових та аеродинамічних характеристик круглоребристих труб та трубних пакетів [2; 5–7]. Були розроблені інженерні методики їх розрахунку, тому їх слід використати в даній роботі для порівняльного аналізу.

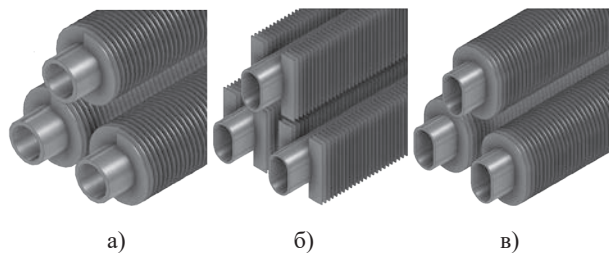


Рис. 1. Труби, що використовуються в апаратах повітряного охолодження: із спіральним навитим оребренням (а), плоско-овальні з повним (в) і неповним оребренням (б)

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні труб з шайбовим і гвинтовим оребренням розраховується за допомогою таких залежностей [1]:

$$\alpha_k = 1,13 C_z C_q \frac{\lambda_r}{d} \left(\frac{w_r d}{\nu_r} \right)^m Pr^{0,33}, \quad (1)$$

де

$$C_z = 3,5 z_2^{0,03} - 2,72; \quad (2)$$

$$C_q = (1,36 - \text{th}X) \left((1,1 / (Y + 8) - 0,014) \right); \quad (3)$$

$$m = 0,7 + 0,08 \text{th} X + 0,005 Y; \quad (4)$$

$$X = (S_1 / S_2) - (1,26 / Y) - 2. \quad (5)$$

σ_1 та σ_2 – відносний поздовжній (S_1/d) та відносний поперечний (S_2/d) кроки труб в пучку.

Коефіцієнт опору, віднесений до одного ряду пучка таких труб, може бути визначений за допомогою такої залежності:

$$\zeta_0 = C'_z C_r \frac{\lambda z}{d} \left(\frac{w_z d}{v_z} \right)^{-n}, \quad (6)$$

$$C'_z = e^{(0,1[6/z_2-1])}; \quad (7)$$

$$C'_r = 2,8 \left(\frac{H}{F} \right)^{0,53} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{1,3} e^{\left(-0,9 \frac{S_1}{S_2} \right)}; \quad (8)$$

$$n = 0,17 \left(\frac{H}{F} \right)^{0,25} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,57} e^{\left(-0,36 \frac{S_1}{S_2} \right)}. \quad (9)$$

Величину H/F в залежностях (8), (9) називають приведеною довжиною [8], вона представляє собою відношення повної площі оребреної поверхні H до площі «живого» перерізу між тубами в пучку (рис. 2). Використання сучасних CAD-систем дозволяє досить швидко і точно обчислити згадані величини.

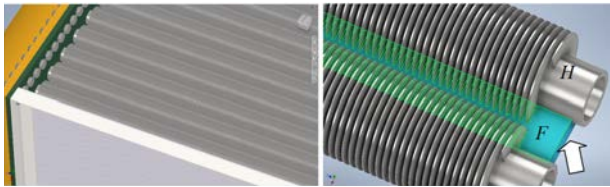


Рис. 2. Візуалізація розрахунку приведеної довжини оребреної поверхні

З метою зменшення загального аеродинамічного опору теплообмінного апарату слід звернути увагу на профільовані оребрені труби. За рахунок зменшення міделевого перерізу при одночасному забезпеченні поверхні теплообміну зростає інтенсивність теплообміну, що призводить в цілому до підвищення енергетичної ефективності теплообмінного устаткування. З доступної літератури відома велика кількість робіт, які присвячені дослідженню теплообміну та аеродинаміки труб овального перерізу [9–12]. Однак внаслідок того, що кріплення таких труб в трубні дошки – процедура досить складна з технологічної точки зору і коштовна з фінансової, труби такого типу не отримали розповсюдження під час конструювання енергетичного обладнання.

Останнім часом в теплообмінниках типу «газ – газ» почала використовуватись теплообмінна поверхня у вигляді труб плоско-овального профілю [13–15].

У роботі [3] вивчалась тепловіддача і аеродинамічний опір шахових пакетів із алюмінієвих плоско-овальних труб з повним поперечним оребренням (рис. 2). Авторами [3] були отримані такі узагальнюючі залежності для розрахунку аеродинамічного опору і конвективних коефіцієнтів теплообміну пакетів з плоско-овальних оребрених труб в інтервалі зміни чисел Re від 400 до 4000 і відносних крокових характеристик σ_1/σ_2 від 1,5 до 2,5:

$$Eu = 10,4 Re^{-0,42} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0,65},$$

$$Nu = 0,06 Re^{0,65} (\sigma_1 / \sigma_2) Pr^{0,36}.$$

Подальший розвиток ідеї та результати робіт [13–15] набули у вигляді розроблених в КПП ім. Ігоря Сікорського теплообмінних поверхонь у вигляді плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням (рис. 2). Основна ідея використання такого типу оребрення полягає у відсутності лобової і кормової частин ребер, які мають низький рівень локальної інтенсивності теплообміну [16; 17]. Крім того, такі труби виготовляються за відносно простою і маловитратною технологією контактної приварювання прямокутних поперечних ребер (без попередньої підготовки крайки під зварний шов) до плоских частин плоско-овальної труби, що несе оребрення, чим забезпечується майже ідеальний термічний контакт між ребром і трубою, що несе оребрення.

Коефіцієнт тепловіддачи конвекцією при поперечному омиванні плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням розраховується за допомогою таких формул:

$$\alpha_k = C_z C_q \frac{\lambda_z}{d} \left(\frac{w_z d}{v_z} \right)^m Pr^{0,33},$$

$$\alpha_k = C_z C_q \frac{\lambda_z}{d} \left(\frac{w_z d}{v_z} \right)^m Pr^{0,33} \alpha_k = C_z C_q \frac{\lambda_z}{d} \left(\frac{w_z d}{v_z} \right)^m Pr^{0,33},$$

де

$$C_z = 3,23 z_2^{0,021} - 2,38;$$

$$C_q = -0,017 \tan \left\{ 2 \left(\frac{S_1}{S_2} - 1,52 \right) \right\} + e^{(a_1 \Psi - 1,85)},$$

$$m = 0,655 + 0,037 \tan \left\{ 2 \left(\frac{S_1}{S_2} - e^{(-0,09 \ln \Psi + 0,5)} \right) \right\} + 0,062 \Psi.$$

Коефіцієнт опору, віднесений до одного ряду пучка таких труб, може бути визначений за допомогою залежності виду (6), де коефіцієнти C_r і n обчислюються за допомогою таких залежностей:

$$C_r = 2 - 2,9 \tan \left\{ 2 \left[\frac{S_1}{S_2} - \ln(a_3 \Psi) \right] \right\} + 0,15 \Psi,$$

$$n = \sqrt{63500 e^{-\Psi} + 0,085} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0,41}.$$

Проведений огляд літератури свідчить, що наявні розрахункові залежності теплообміну і аеродинаміки поперечно оребрених труб дають можливість провести аналіз теплоаеродинамічної ефективності апаратів повітряного охолодження.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕ ВИРІШЕНИХ РАНИШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Аналіз літературних джерел [1–17] свідчить, що обґрунтувати вибір того або іншого типу оребреного пучка для використання як теплообмінної секції апарату повітряного охолодження можливо шляхом зіставлення переданої цією поверхнею кількості теплоти та втрат енергії на подолання її опору під час прокачування теплоносія крізь неї. Порівняльний аналіз рекомендується здійснювати при однакових числах Рейнольдса із залученням відомостей про масогабаритні характеристики. Слід зазначити, що для прийняття правильного рішення про найвигіднішу за теплоаеродинамічною ефективністю оребрену поверхню недостатньо мати один порівняльний критерій. Найбільш коректним є багатокритеріальний підхід [18] з остаточним визначенням важливих для практики показників теплообмінної поверхні. Проте автори порівнюють теплообмінні поверхні, які серійно випускаються промисловістю, не враховуючи при цьому, що поверхня теплообміну в труб, що порівнюються, може суттєво відрізнятись. В представленій роботі оцінка, порівняння та вибір найбільш ефективного трубного пучка проводяться за допомогою відомої методики розрахунку апарату повітряного охолодження (далі – АПО) [4].

Для розрахунку використовувався АПО зигзагоподібного типу (рис. 3), в якому було шість секцій. У кожній секції – 8 рядів труб довжиною 6 м, які утворювали один хід з боку газу. Число вентиляторів на один апарат – 1 шт. Розрахунок виконувався при однакових температурах природного газу, що охолоджується на вході в труби АПО, – $t_1 = 40^\circ\text{C}$, температура $t_1 = 40^\circ\text{C}$. На підставі рекомендацій для роботи АПО [4] температура охолодженого газу на виході повинна перевищувати температуру повітря на виході на $10\dots 15^\circ\text{C}$, тому температуру природного газу, що охолоджується на виході з труб, вибрано рівною $t_2 = 20^\circ\text{C}$. Температура охолоджуючого повітря на вході в АПО – $\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$, температура повітря після АПО – $\vartheta_2 = 6,47^\circ\text{C}$. Витрата природного газу $D = 60$ кг/с, витрата повітря (продуктивність вентилятора) $G = 354$ м³/год. Теплова потужність АПО – $Q = 3,036$ МВт, температурний напір $\Delta t = 25,35^\circ\text{C}$. Для всіх досліджених типів труб зберігалась незмінність коефіцієнта оребрення $\Psi = 9,2$.

Про теплоаеродинамічну ефективність тої чи іншої теплообмінної поверхні свідчила сукупність широко розповсюджених в практиці інженерних розрахунків теплообміну пакетів оребрених труб уні-

версальних теплообмінних параметрів – загальної поверхні теплообміну, що відповідає приведеним вище вимогам, коефіцієнту теплопередачі, аеродинамічному опору та приведеному коефіцієнту тепловіддачі $\alpha_{пр}$. Приведений коефіцієнт тепловіддачі – це осереднений, умовно введений коефіцієнт, що враховує тепловіддачу від поверхні ребра і поверхні нео-ребреної частини труби, а також коефіцієнт ефективності ребра E [18].

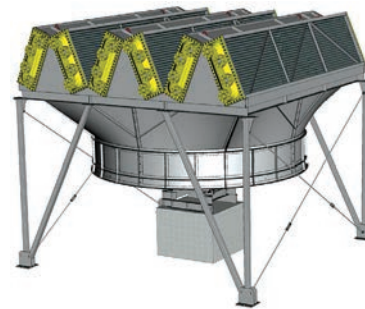


Рис. 3. Апарат повітряного охолодження зигзагоподібного типу [19]

При проектуванні теплообмінників конструктори приділяють велику увагу компактності поверхонь нагріву. На думку автора [18], основним показником ефективності пакету є його висока компактність – це відношення повної зовнішньої поверхні теплообмінника до об'єму, який він займає:

$$P = H_{\text{вн}} / (S_1 \cdot S_2 \cdot L), \text{ [м}^2/\text{м}^3\text{]}. \quad (10)$$

Таким чином, для доцільного використання тої чи іншої теплообмінної поверхні в якості теплообмінної секції апарату повітряного охолодження слід використовувати аналіз сукупності таких факторів, як коефіцієнт теплопередачі від природного до охолоджуючого повітря, втрати тиску під час прокачування повітря крізь теплообмінні секції АПО та поверхню теплообміну АПО, що отримана при забезпеченні незмінності вхідних параметрів, та розраховане значення компактності секції АПО.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета даної роботи полягала розробці обґрунтованих рекомендацій щодо вибору найбільш перспективної з теплоаеродинамічної точки зору поверхні теплообміну для теплообмінної секції апаратів повітряного охолодження.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метод дослідження – визначення коефіцієнтів конвективного теплообміну і аеродинамічного опору за допомогою відомих з доступної літератури узагальнюючих залежностей, які були отримані на основі експериментальних досліджень різних авторів.

Об'єкт дослідження – це процеси переносу теплоти та імпульсу при вимушеному поперечному омиванні

шахових пакетів труб з зовнішнім шайбовим і гвинтовим оребренням, труб плоско-овального профілю з повним і неповним оребренням газовим потоком.

Предмет дослідження – вплив конструктивних та режимних факторів та параметрів трубного пучка теплообмінної секції апарата повітряного охолодження на закономірності конвективного теплообміну і аеродинаміку.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

На рис. 4–9 приведені розрахункові характеристики теплоаеродинамічної ефективності у вигляді залежностей так званого приведеного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{пр}$ (що враховує ефективність ребра та аеродинамічного опору ΔP , коефіцієнту теплопередачі k , загальної площі поверхні теплообміну однієї секції апарату повітряного охолодження $H_{сек}$, компактності Π та кількості в поздовжньому напрямку охолоджуючого повітря z_1 , від якої залежить компактність АПО. Для зручності аналізу впливу поздовжнього S_1 та поперечного S_2 кроків розташування труб в пучку, а також загальноприйнятого параметра S_1/S_2 (відносного кроку труб в пучку) розрахункові дані з теплоаеродинамічної ефективності представлені у вигляді монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку, а також для випадку, коли $S_1 = const$, а $S_2 = var$.

Дані, що представлені на графічних залежностях (рис. 4–9), отримані в умовах ідентичності чисел Рейнольдса як зі сторони природного газу, так і зі сторони повітряного потоку.

Результат конструкторського розрахунку АПО, що виконаний за методикою [4] свідчить, що коефіцієнти тепловіддачі від природного газу, що рухається всередині труб, незмінні і становлять 351 Вт/(м²·К). У якості характерного розміру в розрахунку використовувався еквівалентний діаметр внутрішнього перерізу, який у оребрених труб плоско-овального

профілю збігався з внутрішнім діаметром круглої циліндричної труби.

При аналізі результату розрахунку зовнішнього теплообміну і аеродинамічного опору в якості характерного розміру для оребрених труб, у яких несуча труба циліндрична, використовувався їх зовнішній діаметр, а для несучих плоско-овальних труб – діаметр їх меншої піввісі d_1 . Для вибраної конструкції d_1 становив 20 мм, а зовнішній діаметр оребрених циліндричних труб – $d_2 = 28$ мм. Це пояснює менші значення аеродинамічного опору самого профілю труби і можливість збільшення інтенсивності теплообміну внаслідок збільшення швидкості повітряного потоку.

На рис. 4 розрахункові дані представлені у вигляді графічних залежностей $\alpha_{пр} = f(S_1/S_2)$. Порівняння приведених на рис. 3 кривих свідчить, що найвищими показниками з інтенсивності тепловіддачі володіють пучки плоско-овальних труб з неповним оребренням, які в середньому в 2,5 разів перевищують інтенсивність тепловіддачі циліндричних труб з шайбовим і гвинтовим оребренням і майже в 4 рази – плоско-овальних труб з повним оребренням.

Як свідчить рис. 4, більш тісні пучки володіють вищою інтенсивністю тепловіддачі. Слід зазначити, що для оребрених плоско-овальних труб збільшення поперечного кроку труб S_2 призводить до погіршення тепловіддачі (в середньому на 10%), а збільшення поздовжнього кроку труб в пучку S_1 призводить до підвищення інтенсивності тепловіддачі (в середньому на 20%).

Вплив крокових характеристик шахового пучка на інтенсивність тепловіддачі циліндричних труб з шайбовим і гвинтоподібним оребренням незначний.

Приведена на рис. 5 графічна залежність $k = f(S_1/S_2)$ підтверджує, що в усьому дослідженому діапазоні S_1/S_2 плоско-овальні труби з неповним оребренням є найбільш перспективними для конструювання

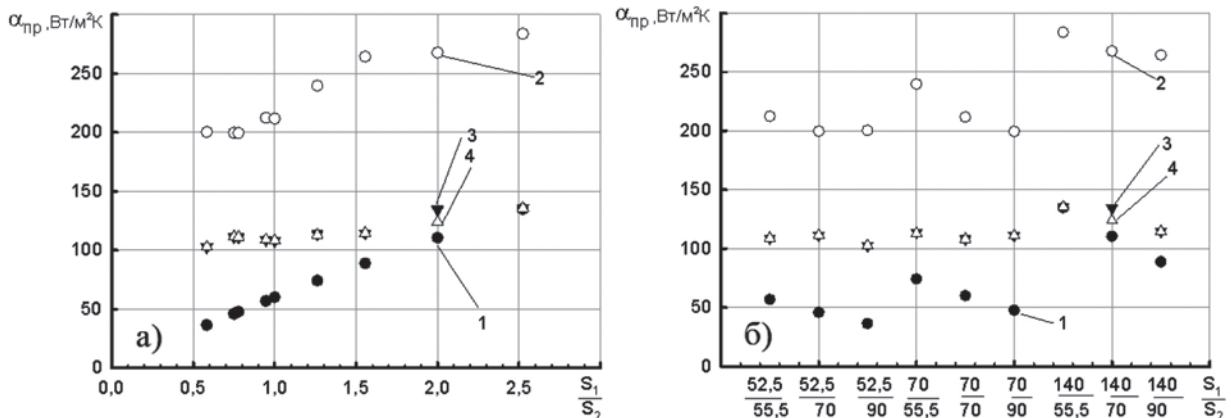


Рис. 4. Залежність приведеного коефіцієнта тепловіддачі для монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку S_1/S_2 (а) і для випадку, коли $S_1 = const$, $S_2 = var$ (б)

теплообмінної секції АПО. При цьому як для циліндричних труб з шайбовим і гвинтоподібним оребренням, так і для плоско-овальних труб з неповним оребренням збільшення S_2 та S_1 не призводить до значного підвищення коефіцієнта теплопередачі.

Вплив крокових характеристик пучка суттєвий лише для плоско-овальних труб з повним оребренням, для яких при збільшенні поперечного кроку труб S_2 в середньому на 20% зменшується коефіцієнт теплопередачі. У разі збільшення поздовжнього кроку труб в пучку S_1 коефіцієнт теплопередачі також збільшується (в середньому на 20%), але не досягає значення коефіцієнту теплопередачі труб з гвинтоподібним і шайбовим оребренням.

При постійному для всіх досліджених конструкцій АПО тепловому навантаженні і значенні середньологарифмічного температурного напору коефіцієнт теплопередачі є визначальним для площі поверхні теплообміну однієї секції АПО (рис. 6).

Рис. 6 свідчить, що для забезпечення необхідної теплової потужності АПО поверхня теплообміну однієї секції з пучків плоско-овальних труб з неповним оребренням не перевищує 600 м^2 , а для пучків циліндричних труб з шайбовим і гвинтовим оребренням – 700 м^2 . Для перерахованих типів труб поверхня теплообміну не залежить від крокових характеристик пучка.

Якщо як теплообмінну поверхню використати плоско-овальні труби з повним оребренням, то труби в пучку слід розташовувати з поздовжнім кроком $S_1 = 140 \text{ мм}$ і поперечним – $S_2 = 55,5 \text{ мм}$. Тільки в цьому випадку поверхня однієї секції АПО досягне 700 м^2 , що характерно для теплообмінних секцій, виготовлених з пучків циліндричних труб з шайбовим і гвинтовим оребренням.

Приведені вище висновки справедливі і для графічних залежностей $z_1 = f(S_1/S_2)$ (рис. 7). Якщо в усіх секціях незмінна кількість труб в поперечному

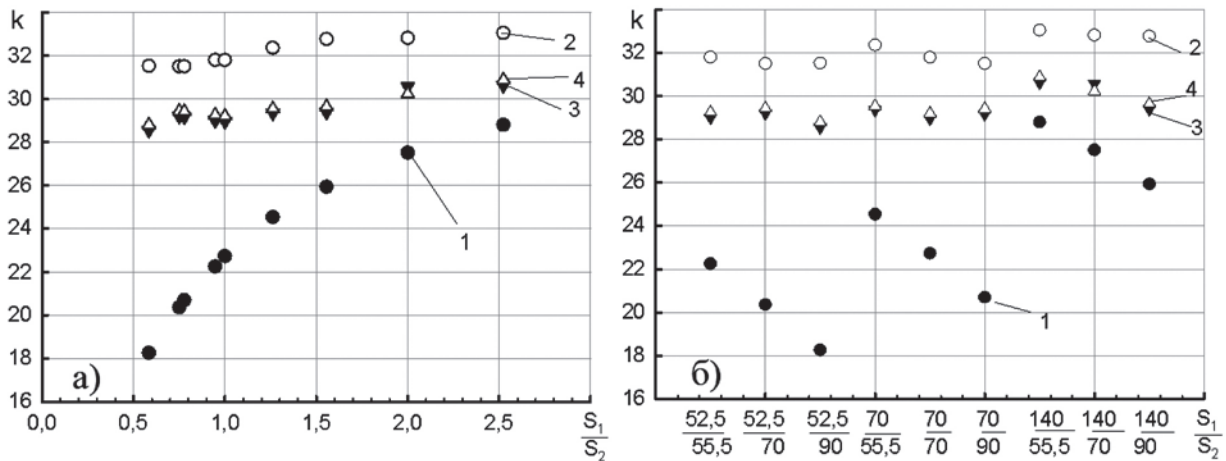


Рис. 5. Залежність коефіцієнту теплопередачі для випадку монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку S_1/S_2 (а) і для випадку, коли $S_1 = const, S_2 = var$ (б)

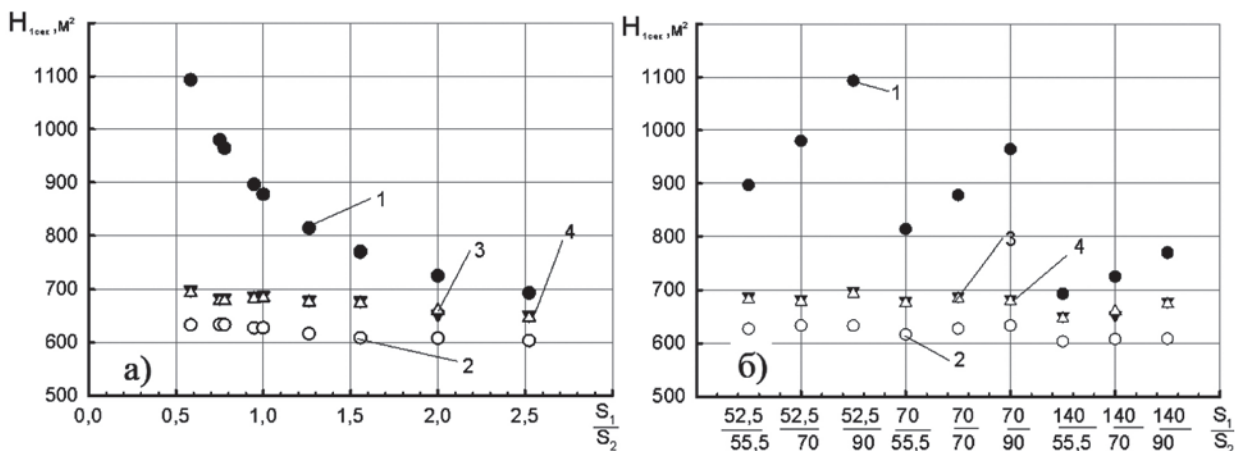


Рис. 6. Залежність площі теплообміну секції АПО для випадку монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку S_1/S_2 (а) і для випадку, коли $S_1 = const, S_2 = var$ (б)

напрямку $z_2 = 8$, то для забезпечення необхідної площі поверхні теплообміну необхідно лише 16 плоско-овальних труб з неповним оребренням.

Розрахункові дані з характеристик теплообміну слід доповнити даними з аеродинамічного опору (рис. 8). Аналіз наведених на рис. 8 даних свідчить, що пучки циліндричних труб з гвинтоподібним і шаховим оребренням мають більший аеродинамічний опір (в середньому на 50%), ніж труби плоско-овального профілю. Це призводить до збільшення витрат потужності вентилятора, що може призвести до погіршення експлуатаційних характеристик АПО. Порівнюючи плоско-овальні труби з повним і неповним оребренням, можна констатувати, що аеродинамічний опір останніх на 12% нижчий. Збільшення поздовжнього кроку труб в пучку S_1 призводить до зменшення аеродинамічного

опору для всіх досліджених типів поверхонь, що має логічне пояснення. Примежові шари, які розвиваються на оребрених поверхнях теплообміну, не перетискають переріз для проходження повітряного потоку. У цьому випадку суттєвого прискорення потоку в міжтрубному просторі не спостерігається, отже, не відбувається значних затрат енергії на прокачування теплоносія.

Розрахункові значення коефіцієнту компактності досліджених пучків труб приведені на рис. 9. Серед всіх розглянутих типів оребрених труб найвищою компактністю володіють пучки плоско-овальних труб з повним оребренням. Значний вплив на компактність мають крокові характеристики пучків S_1, S_2 , за рахунок чого компактність пучків у них S_1/S_2 перебуває в діапазоні від 0,5 до 1,0 (найвища). Коефіцієнт компактності пучків плоско-овальних труб з повним

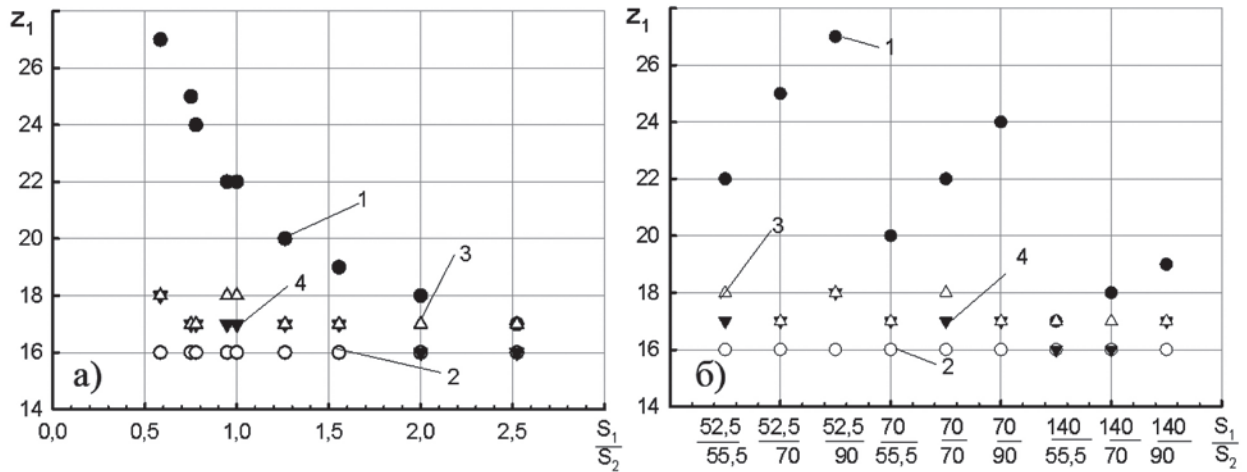


Рис. 7. Залежність кількості труб у поздовжньому напрямку руху повітря для випадку монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку S_1/S_2 (а) і для випадку, коли $S_1 = const, S_2 = var$ (б)

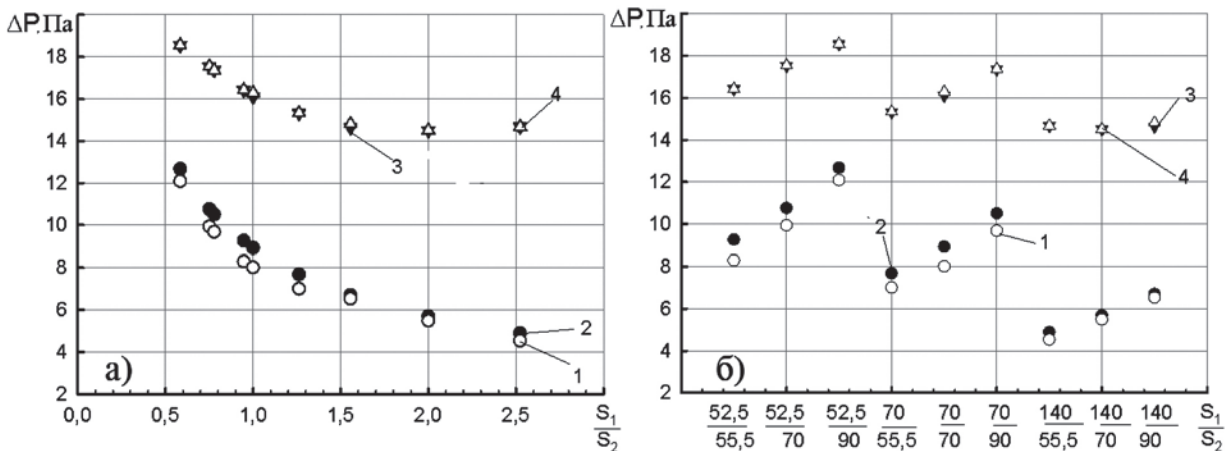


Рис. 8. Залежність аеродинамічного опору для випадку монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку S_1/S_2 (а) і для випадку, коли $S_1 = const, S_2 = var$ (б)

оребрінням в цьому діапазоні S_1/S_2 досягає значення 385...510 м²/м³, а для інших досліджених типів труб – 220...400 м²/м³. Пучки плоско-овальних труб з неповним оребрінням володіють найнижчим значенням компактності ($\Pi = 92 - 360$ м²/м³) в усьому діапазоні S_1/S_2 . Проте значення компактності пучків таких труб, як свідчить рис. 9 (б), лише на 11% нижче, ніж значення компактності циліндричних труб з шайбовим і гвинтовим оребрінням.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Аналіз даних рис. 4–9 свідчить, що з усіх розглянутих видів труб, що пропонуються для конструювання теплообмінної секції апарату повітряного охолодження, найбільш прийнятною є плоско-овальна труба з неповним оребрінням. При незмінному тепловому навантаженні кількість труб в поздовжньому напрямку руху повітря, а отже, поверхня теплообміну як однієї секції, так і теплообмінного апарату в цілому найменша. Відбувається інтенсифікація тепловіддачі і створення умов для руйнування потовщених пограничних шарів на поверхнях ребер шляхом штучної турбулізації потоку. Такий метод призводить до суттєвого підвищення інтенсивності теплообміну і до не менш суттєвого збільшення аеродинамічного опору теплообмінного апарату, що не завжди призводить до підвищення теплоаеродинамічної ефективності.

Отже, видалення частин ребер в лобовій і кормовій частинах оребреної плоско-овальної труби, які мають досить низьку інтенсивність теплообміну порівняно з бічними поверхнями ребер і не беруть участь в інтенсивному теплообміні, призводить до збільшення інтенсивності теплообміну в цілому. Видалені частини не приймають участі у формуванні пограничних шарів, що утворюють додатковий термічний опір тепловіддачі, та не впливають на зрос-

тання загального аеродинамічного опору. Але слід враховувати, що видалення частин ребер призводить до зменшення теплообмінної поверхні.

Проведений розрахунок свідчить, що теплообмінні поверхні з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребрінням мають нижчі значення аеродинамічного опору порівняно з аналогічними за геометрією ребристими круглими та плоско-овальними трубами з суцільним оребрінням. При цьому інтенсивність конвективного теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним оребрінням перевищує аналогі.

ВИСНОВКИ

Проведені розрахунки дозволяють зробити такі висновки:

- проведено порівняльний аналіз інтенсифікації теплообміну і аеродинамічного опору шахових пакетів труб при поперечному їх омиванні в широкому діапазоні зміни геометричних характеристик труб і пакетів за допомогою узагальнюючих залежностей, взятих з доступної літератури;

- визначено діапазон крокових характеристик труб пакетів (поперечного кроку S_1 і поздовжнього кроку S_2), у якому спостерігаються найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі при найменшому значенні аеродинамічного опору;

- визначено найбільш оптимальну з теплоаеродинамічної точки зору теплообмінну поверхню, яка може бути використана при конструюванні теплообмінної секції апаратів повітряного охолодження.

З огляду на сказане слід зазначити, що при використанні плоско-овальних труб з неповним оребрінням конструктори зможуть збільшити площу поверхні теплообміну за рахунок зміни геометричних розмірів ребер. Це зробить ці труби більш перспективними при конструюванні апаратів повітряного охолодження.

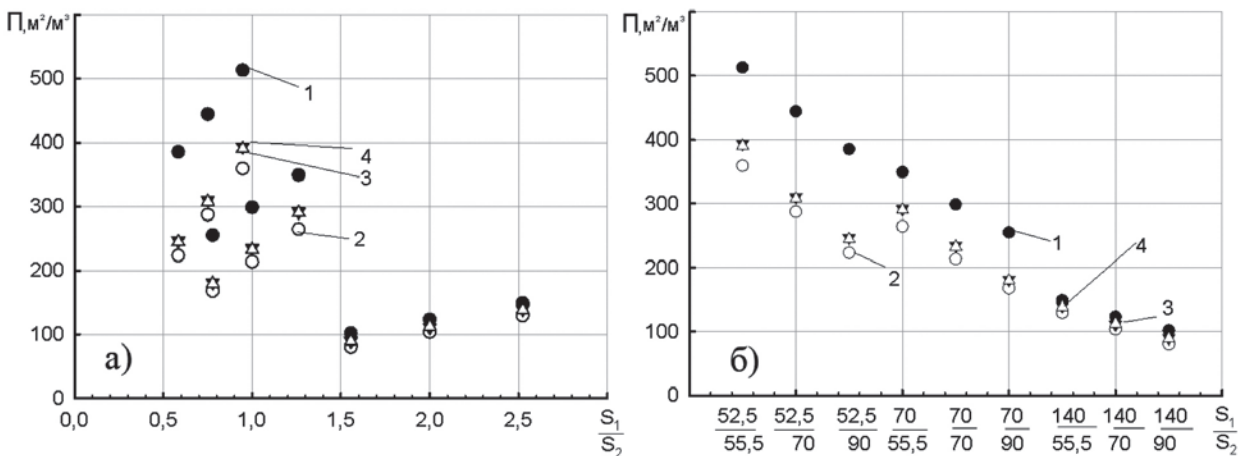


Рис. 9. Залежність компактності АПО у випадку монотонного збільшення відносного кроку труб в пучку S_1/S_2 (а) і для випадку, коли $S_1 = const$, $S_2 = var$ (б)

REFERENCES

- [1] Pysmennyy, E.N. (2004). Teploobmen i aerodinamika paketov poperechnoorebrennykh trub [Heat transfer and aerodynamics of cross-ribbed tube packages]. Kiev: Alterpress. 243 p. [in Russian].
- [2] Ilgarubis, V.-AS., Ulinskas, R.V., Butkus, A.V. (1987). Gidravlichesкое soprotivlenie i srednyaya teplootdacha kompaktnykh puchkov iz ploskoovalnykh rebristykh trub [Hydraulic resistance and average heat transfer of compact bundles from flat-oval finned tubes]. Proceedings of the Academy of Sciences Lit. SSR. 1987. Series 6. Vol. 1. (158). P. 49 – 56. [in Russian].
- [3] Pysmennyy, Ye., Terekh, A., Bagriy, P., Polupan, G. (2009). Experimental investigation of thermo-aerodynamic characteristics of fining flat-oval tube banks. 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics: Book of Abstracts. Krakow, Poland. 28 June – 03 July, 2009. P. 116.
- [4] Stepanov, O.A. (2009). Teplovoy i gidravlicheskiy raschet teploobmennogo apparata vozdushnogo ohlazhdeniya: metodicheskie ukazaniya dlya studentov spetsialnosti 140104 «Promyshlennaya teploenergetika» k kursovoy rabote po «Teoreticheskim osnovam teplotekhniki» [Thermal and hydraulic calculation of a heat exchanger for air cooling: guidelines for students of specialty 140104 “Industrial heat power engineering” to the course work on “Theoretical foundations of heat engineering”]. Tyumen: RIO GOU VPO TyumGASU. 41 p. [in Russian].
- [5] Bessonnyy A.N. (1996). Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdushnogo ohlazhdeniya: Spravochnik [Fundamentals of calculation and design of air-cooled heat exchangers: Handbook]. St. Petersburg: Nedra. 512 p. [in Russian].
- [6] Pis'mennyi, E. N., Terekh, A. M., Polupan, G. P., Carvajal-Mariscal, I., Sanchez-Silva, F. (2014). Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tubes bundles. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 73. P. 293 – 302.
- [7] RTM 108.030.140-87 (1988). Raschet i rekomendatsii po proektirovaniyu poperechno-orebrennykh konvektivnykh poverhnostey nagreva stacionarnykh kotlov [Calculation and recommendations for the design of cross-ribbed convective heating surfaces of stationary boilers]. 30 p. [in Russian].
- [8] Case, V.M. (1962). Kompaktnye teploobmenniki [Compact heat exchangers]. Moscow: Gosenergoizdat. 160 p. [in Russian].
- [9] Salazar, E., Gonzalez, J.J., Lopez De Ramos, A., Pironti, F., Gonzalez Mendizabal, D. (1997). Evaluation of the heat transfer coefficient in a bank of elliptic tubes. *American Institution of Chemical Engineers Symposium. Series Heat Transfer*. Vol. 314. P. 185 – 190.
- [10] Burkov, V.K., Medvedsky, V.P., Kochegarov, I.Yu., Lafa, Yu.I. (2010). Issledovaniya teploobmena i aerodinamiki puchkov iz ovalnykh trub [Investigations of heat transfer and aerodynamics of bundles from oval tubes]. *Heat power engineering*. No. 3. pp. 42 – 45. [in Russian].
- [11] Ala Ali Hasan. (2004). Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a crossflow of air. Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission. P. 1 – 32.
- [12] Ala Ali Hasan, Kai Sirén. (2004). Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, No 5-6. P. 777 – 790.
- [13] Pismennyy, E.N., Kondratyuk, V.A., Terekh, A.M., Zhukova, Yu.V. (2011). Konvektivnyy teploobmen poperechno-omyvaemykh shahmatnykh paketov plosko-ovalnykh trub [Convective heat transfer of cross-washed chess packets of flat-oval tubes]. *Eastern European Journal of Advanced Technologies*. No. 2/8 (50). P. 4 – 8. [in Russian].
- [14] Terekh, O.M., Semenyako, O.V., Tuz, V.O., Kondratyuk, V.A. (2013). Obtikannya poodinokikh tsilindriv v poperechnomu pototsi [Flow of single cylinders in the transverse flow]. *Eastern European Journal of Advanced Technology*. № 2/8 (62). P. 23 – 26. [in Russian].
- [15] Kondratyuk, V.A., Terekh, O.M., Rudenko, O.I., Tuz, V.O., Rogachev, V.A. (2015). Otsinka teploaerodinamichnoyi effektivnosti poodinokikh trub riznogo poperechnogo pererizu [Estimation of thermoaerodynamic efficiency of single tubes of different cross section]. *Scientific journal “ScienceRise”*. № 2/2 (7). P. 7 – 11. [in Russian].
- [16] Pismennyy, E.M., Bagriy, P.I., Rogachev, V.A., Terekh, O.M. (2008). Uzagalneniy metod rozrahunku konvektivnogo teploobmlnu poperechno-omyvaniy shahmatnykh paketiv trub plosko-ovalnogo profilyu z nepovnim orebrennyam [The generalized method of calculation of convective heat exchange of cross-washed checkerboard bundles of flat-oval profile tubes with incomplete finning]. *Eastern European Journal of Advanced Technology*. No 2/3 (32). P. 44 – 47. [in Russian].
- [17] Bagriy P.I., Pismennyy E.M., Terekh O.M., Burley V.D. (2008). Uzagalneniy metod rozrahunku aerodinamichnogo oporu poperechno-omyvaniy shahmatnykh paketiv trub plosko-ovalnogo profilyu z nepovnim orebrennyam [Generalized method of calculation of aerodynamic drag of cross-washed checkerboard packages of pipes of flat-oval profile with incomplete finning]. *Eastern European Journal of Advanced Technology*. No. 3/5 (33). P. 57 – 61. [in Russian].
- [18] Terekh, O.M., Semenyako, O.V., Rogachev, V.A., Barnyuk, O.V. (2012). Teploaerodinamichna effektivnist paketi trub z poperechnimi rebrami [Thermoaerodynamic efficiency of pipe packages with transverse ribs]. *Eastern European Journal of Advanced Technology*. No. 2/8 (56). P. 31 – 37. [in Russian].
- [19] Apparaty vozdushnogo ohlazhdeniya AVZ i AVZ-D vid 24.04.2021 [Air coolers AVZ and AVZ-D dated 24.04.2021]. Retrieved from: <https://pronpz.ru/avo/avz.html>. [in Russian].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечнооребрённых труб. К. : Альтерпрес, 2004. 243 с.
- [2] Илгарубис В.-А.С., Улинскас Р.В., Буткус А.В. (1987). Гидравлическое сопротивление и средняя теплоотдача компактных пучков из плоскоооальных ребристых труб. Труды АН Лит. ССР. Серия 6. Т. 1.(158). С. 49–56.

- [3] Pysmennyu Ye., Terekh A., Bagriy P., Polupan G. (2009). Experimental investigation of thermo-aerodynamic characteristics of fining flat-oval tube banks. 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics: Book of Abstracts. Krakow, Poland. 28 June – 03 July. P. 116.
- [4] Степанов О.А. (2009). Тепловой и гидравлический расчет теплообменного аппарата воздушного охлаждения : методические указания для студентов специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика» к курсовой работе по «Теоретическим основам теплотехники». Тюмень : РИО ГОУ ВПО ТюмГАСУ. 41 с.
- [5] (1996). Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения : Справочник. / А.Н. Бессонный и др. СПб : Недра. 512 с.
- [6] Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Polupan G. P., Carvajal-Mariscal I., Sanchez-Silva F. (2014). Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tubes bundles. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 73. P. 293 – 302.
- [7] РТМ 108.030.140-87 (1988). Расчет и рекомендации по проектированию поперечно-оребрённых конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов. 30 с.
- [8] Кэйс В.М. (1962). Компактные теплообменники. М.: Госэнергоиздат. 160 с.
- [9] Salazar E., Gonzalez J. J., Lopez De Ramos A., Pironti F., Gonzalez Mendizabal D. (1997). Evaluation of the heat transfer coefficient in a bank of elliptic tubes. *American Institution of Chemical Engineers Symposium. Series Heat Transfer*. Vol. 314. P. 185–190.
- [10] Бурков В.К., Медведский В.П., Кочегаров И.Ю., Лафа Ю.И. (2010). Исследования теплообмена и аэродинамики пучков из овальных труб. *Теплоэнергетика*. №3. С. 42–45.
- [11] Ala Ali Hasan . (2004). Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a crossflow of air. *Heat and Mass Transfer*, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission. P. 1 – 32.
- [12] Ala Ali Hasan, Kai Sirén. (2004). Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, No 5-6. P. 777 – 790.
- [13] Письменный Е. Н., Кондратюк В. А., Терех А. М., Жукова Ю. В. (2011). Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. № 2/8 (50). С. 4–8.
- [14] Терех О. М., Семеняко О. В., Туз В. О., Кондратюк В. А. (2013). Обтікання поодиноких циліндрів в поперечному потоці. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. № 2/8 (62). С. 23–26.
- [15] Кондратюк В.А., Терех О.М., Руденко О.І., Туз В.О., Рогачов В.А. (2015). Оцінка теплоаеродинамічної ефективності поодиноких труб різного поперечного перерізу. *Scientific journal "ScienceRise"*. № 2/2 (7). С. 7–11.
- [16] Письменный С.М., Багрій П.І., Рогачов В.А., Терех О.М. (2008). Узагальнений метод розрахунку конвективного теплообміну поперечноомиваних шахових пучків труб плоскоовального профілю з неповним оребрінням. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. № 2/3(32). С. 44–47.
- [17] Багрій П. І., Письменный С. М., Терех О. М., Бурлей В. Д. (2008). Узагальнений метод розрахунку аеродинамічного опору поперечно-омиваних шахових пакетів труб плоскоовального профілю з неповним оребрінням. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. № 3/5(33). С. 57 – 61.
- [18] Терех О.М., Семеняко О.В., Рогачов В.А., Барнюк О.В. (2012). Теплоаеродинамічна ефективність пакетів труб з поперечними ребрами. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. № 2/8 (56). С. 31–37.
- [19] Аппараты воздушного охлаждения АВЗ и АВЗ-Д. URL: <https://pronpz.ru/avo/avz.html>. 24.04.2021 р.

© Баранюк О. В., Воробйов М. В.

Дата надходження статті до редакції: 10.06.2021

Дата затвердження статті до друку: 30.06.2021