

УДК 536.24:533.6.011

Виконані дослідження процесів теплообміну та гідродинаміки всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею, розроблених в НТУУ «КПІ». Приведений аналіз теплоаеродинамічної ефективності таких труб, її оцінка порівняно з гладкими трубами круглого поперечного перетину. Показані переваги теплообмінних поверхонь, виготовлених з гвинтоподібних труб

Ключові слова: труба, гвинтоподібний профіль, теплообмін, інтенсифікація, аеродинамічний опір, ефективність

Выполнены исследования теплообмена и гидродинамики внутри винтообразных труб с равноразвитой поверхностью, разработанных в НТУУ «КПИ». Приведен анализ теплоаэродинамической эффективности таких труб, ее оценка по сравнению с гладкими трубами круглого поперечного сечения. Показаны преимущества теплообменных поверхностей, изготовленных из винтообразных труб

Ключевые слова: труба, винтообразный профиль, теплообмен, интенсификация, аэродинамическое сопротивление, эффективность

Hydrodynamics and heat transfer processes inside the uniform surface researches were developed in NTUU "KPI". There is a results of analysis of heat aerodynamics effectiveness of such tubes, its score compared to the smooth tubes of circular cross section. This work showing benefits of heat exchange surfaces made with helical tubes

Keywords: tube, helical shape, heat transfer, intensification, aerodynamic drag, efficiency

l – довжина труби; D – повний проточний діаметр труби; d – внутрішній (мінімальний) діаметр між виступами; h – висота виступів; t – крок між виступами; j – кут нахилу гвинтової лінії до осі труби; γ – коефіцієнт розвинення площини внутрішньої поверхні.

1 Вступ

Проектування сучасних компактних теплообмінних апаратів і підвищення їх ефективності неможливе без вирішення актуальної проблеми інтенсифікації теплообміну. Зі збільшенням потужностей теплоенергетичного обладнання, помітно зростають масогабаритні характеристики теплообмінників. Задача зменшення їх об'єму та маси, підтримування стабільного температурного рівня елементів обладнання за допомогою інтенсифікації процесів теплообміну є важливим і забезпечує значну економію металу на виготовлення теплообмінного устаткування. При розробці нових теплообмінних апаратів, як прави-

ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Л.В. Демчук

Студентка*

e-mail: Lilie_fille@meta.ua

В.А. Рогачов

Кандидат технічних наук, доцент*

e-mail: valeriy_rogachov@ukr.net

О.М. Терех

Кандидат технічних наук, старший науковий

співробітник*

e-mail: terem57@meta.ua

О.І. Руденко

Кандидат технічних наук, доцент

*Кафедра економіки і підприємництва

Національний технічний університет України

„Київський політехнічний інститут”

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Контактний тел. (044) 454-97-87

e-mail: terem57@meta.ua

ло, намагаються досягнути високої інтенсивності теплопередачі при мінімальній витраті енергії на прокачування теплоносіїв.

Актуальність розглянутої задачі стала поштовхом для проведення в НТУУ «КПІ» експериментальних досліджень з теплообміну, аеродинамічного опору та отримання за їх результатами розрахунків теплоаеродинамічної ефективності всередині гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею із різними геометричними характеристиками.

2 Методика досліджень

Експериментальна установка

Експериментальні дослідження виконані в аеродинамічній трубці розімкненого типу. В якості робочого середовища використовувалось повітря, що поступало з лабораторного приміщення. Основні геометричні характеристики стенду та його елементів представлені на рис.1. Проточна частина експериментальної уста-

новки приєднана до всмоктувального патрубку відцентрового вентилятора 8 і складається із з'єднаних фланцями робочих ділянок гвинтоподібних труб 1.

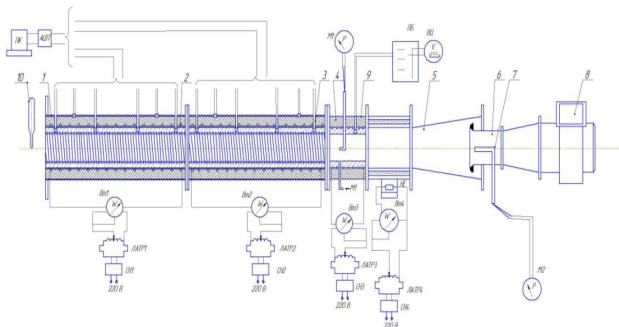


Рис. 1 Схема експериментальної установки 1- робоча ділянка; 2 – електронагрівач; 3 – термopаpa; 4 – теплоізоляція; 5 – дифузор; 6 – сопло; 7 – трубка Піто-Прандтля; 8 – вентилятор; 9 – координатний пристрій; 10 – ртутний термометр; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; Вт1- Вт4 – ватметри; ВЦ – цифровий вольтметр; ЛАТР1 ... ЛАТР4 – лабораторні автотрансформатори; М1, М2 – мікроманометри; НЕ – електронагрівач СН – стабілізатор напруги; ПБ – багато-точковий перемикач; ПК – персональний комп'ютер.

Витратомірний блок установки складається з дифузору 5, вимірювального сопла 6 з трубкою Піто-Прандтля 7. Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулюється за рахунок зміни числа обертів двигуна вентилятора з максимальними параметрами витрати $G=0.5\text{ м}^3/\text{с}$ та напору $H=5000\text{ Па}$, або заслонкою, яка встановлена на вихлопі вентилятора. По довжині і периметру робочих ділянок гвинтоподібної труби намотаний з ніхромового дроту електронагрівач 2, що забезпечує граничну умову на стінці труби $q_{\text{ст}}=\text{const}$. Вимірювання температури стінки труби здійснювалося для дослідних ділянок довжиною $l=320\text{ мм}$ чотирма та довжиною $l=640\text{ мм}$ вісьмома мідь-константановими термомпарами 3, поздовжньо вмонтованими в стінку труби. Зниження втрат теплоти у навколишнє середовище здійснювалось шляхом покриття всіх ділянок і вузлів експериментальної установки тепловою ізоляцією 4.

Експериментальна установка забезпечена координатним пристроєм 9 для виміру швидкісних і температурних полів в повітряному потоці на прямій ділянці труби та можливість прилаштування його в будь-якому із фланцевих роз'ємів між робочими ділянками. Конструктивно він складається з трубки повного напору, двох термомпар, що переміщуються стандартним мікрометричним засобом МК-25 в радіальному напрямі та дренажного отвору діаметром 0,5 мм для відбору статичного тиску у вимірювальному перерізі труби. Вхідна температура всмоктуваного повітря визначалась ртутним термометром 10 з ціною поділки $0,1\text{ }^\circ\text{C}$.

Конструкції та геометричні характеристики гвинтоподібних труб

Досліджено два типи гвинтоподібних за профілем труб різної довжини l , що виготовлялись роликним обкочуванням [1], загальний їх вид представлений

на рис.2. Основні геометричні характеристики труб занесені в табл.1.



Рис. 2 Типи гвинтоподібних труб

Таблиця 1
Основні геометричні характеристики гвинтоподібних труб

№ пов.	l мм	D мм	d мм	t мм	h мм	j град	y
1	320	36	26	12	5	71.5	1.15
1	640	36	26	12	5	71.5	1.15
2	320	36	30	8	3	77.5	1.27
2	640	36	30	8	3	77.5	1.27

Середньоповерхневі значення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі знаходились при стаціонарному режимі балансним методом. Температура повітряного потоку на вході в робочу ділянку у дослідях змінювалась в діапазоні $18...20\text{ }^\circ\text{C}$. Середньоінтегральна температура потоку у вихідному перерізі робочої ділянки визначалась за результатами вимірювання локальних температур потоку у 18-и кільцевих перетинах труби за допомогою координатного пристрою. Інтервал середньовитратних швидкостей дорівнював $5...25\text{ м/с}$. Діапазон теплових потоків, переданих від стінки для труби $l=320\text{ мм}$ складав $150...400\text{ Вт}$, а для труби $l=640\text{ мм}$ – $200...700\text{ Вт}$.

Експерименти з визначення сумарного коефіцієнта аеродинамічного опору ξ виконувались на основі виміру втрати статичних тисків по довжині робочої ділянки з урахуванням її лінійних розмірів і динамічного напору, розрахованого за середньовитратною швидкістю в трубі. Такий метод оброблення даних пов'язаний з особливістю роботи стенда, в якому рух потоку всередині труби здійснюється в результаті всмоктування повітря з лабораторного приміщення через фланець з плавною вхідною крайкою (рис.1), а місцевий опір входу є складовою повного опору досліджуваної ділянки труби. Теплофізичні константи робочого середовища визначались за середньою температурою в початковому і кінцевому перерізах робочої ділянки.

Дослідні дані оброблялись в критеріях подібності. За визначальний розмір в числах Нусельта і Рейнольдса приймався максимальний діаметр D проточної

частини труби, а в якості визначальної була прийнята середньовитратна швидкість W .

3 Результати досліджень теплообміну

Дослідження конвективного теплообміну для двох типорозмірів гвинтоподібних труб виконані в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re=10000-60000$. Дослідні дані приведені в логарифмічних координатах $Nu - Re$ на рис.3.

Ефект інтенсивності тепловіддачі за рахунок використання гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею визначався шляхом порівняння даних для прямої гладкої труби круглого перерізу при турбулентному режимі течії, розрахованих за відомою формулою $Nu_{глад} = 0.018Re^{0.8}$ [2]. Дані для гладкої труби на графіку представлені у вигляді суцільної лінії.

Аналізуючи отримані результати, можна сказати, що для різних профілів гвинтоподібних труб в дослідному діапазоні чисел Рейнольдса всі залежності $Nu = f(Re)$ розташовані значно вище розрахункової кривої для гладкої труби і мають нахил близький до турбулентного закону теплообміну. Так, інтенсивність теплообміну в гвинтоподібній трубі №1 з параметрами $l = 320$ мм, $t = 12$ мм, $h = 5$ мм найбільша і в 2.4 рази вища, ніж для гладкої труби та в 1.7 вища, ніж у гвинтоподібній трубі №2 з параметрами $l = 320$ мм, $t = 8$ мм, $h = 3$ мм. В той же час інтенсивність теплообміну труби №2 на 40% вища, ніж для звичайної прямої гладкої труби круглого перетину.

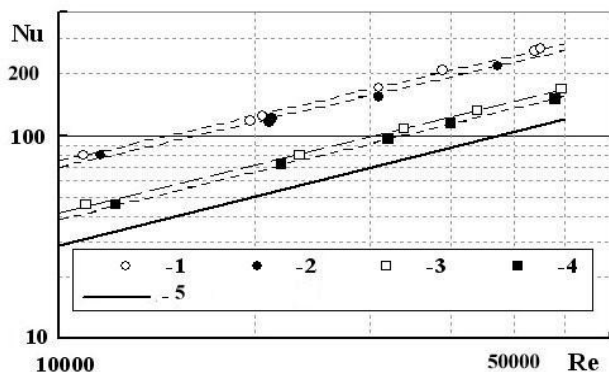


Рис. 3 Середня тепловіддача гвинтоподібних труб за результатами експериментальних досліджень 1 – гвинтоподібна труба №1, $l = 320$ мм; 2 – труба №1, $l = 640$ мм; 3 – труба №2, $l = 320$ мм; 4 – труба №2, $l = 640$ мм; 5 – пряма гладка труба [2]

Наявність невеликої відмінності в отриманих даних для труб, які мають різну довжину (320 та 640 мм) і однаковий профіль, пов'язана, на наш погляд, з фактором довжини l , що впливає на конструктивну нетотожність зразків труб. Спостережувана розбіжність у інтенсивності теплообміну на рис. 3 для труб різної довжини складає менше 7% і знаходиться в межах допустимої точності формул для розрахунку тепловіддачі.

Таким чином, як виходить з дослідів, застосування в конструкції труби гвинтоподібного профілю, у якому на заданій відстані під кутом чергуються висту-

пи і впадини певної форми, призводить до суттєвої інтенсифікації тепловіддачі всередині труби.

4 Результати досліджень аеродинамічного опору

Вплив числа Re при турбулентному режимі течії на сумарний коефіцієнт опору ξ для двох типорозмірів гвинтоподібних труб представлено на рис.4. Результати досліджень свідчать, що дослідні дані при $Re > 20000$ мають практично автотельний режим, тобто коефіцієнт опору ξ не залежить від числа Рейнольдса. В діапазоні чисел Рейнольдса від 10000 до 20000 коефіцієнт опору поступово знижується зі збільшенням Re .

Величини зміни коефіцієнту опору гвинтоподібної труби оцінювались шляхом порівняння з експериментальними даними для гладкої труби і даними автора, приведеними в [3], що апроксимовані формулою $\xi_{глад} = (-88300Re^{-1.05} + 18.4)^{-1}$, яка враховує місцевий опір вхідної ділянки у трубу.

Аналізуючи отримані результати, можна сказати, що для різних профілів гвинтоподібних труб в дослідному діапазоні чисел Рейнольдса всі залежності $\xi = f(Re)$ лежать значно вище розрахункової кривої для гладкої труби і якісно мають вигляд близький до гладкої труби. Зростання опору в гвинтоподібній трубі №1 ($l = 320$ мм, $t = 12$ мм, $h = 5$ мм) з підвищеною інтенсифікацією теплообміну (рис.3) є найбільшим і в 8-9 разів вище, ніж для гладкої труби та в 1.6 рази, вище, ніж у гвинтоподібної труби №2 ($l = 320$ мм, $t = 8$ мм, $h = 3$ мм) зі зниженою інтенсифікацією теплообміну (рис.3). Аеродинамічний опір труби №2 в 6 разів вищий, ніж для звичайної гладкої труби круглого перетину діаметру D .

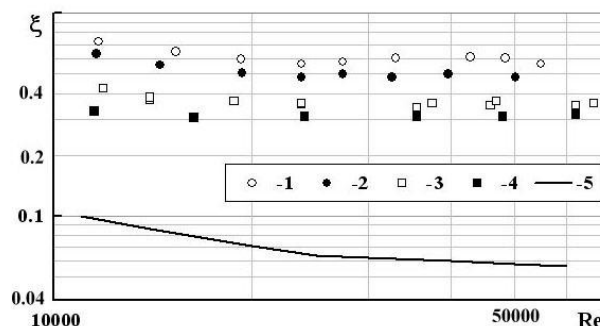


Рис. 4 Аеродинамічний опір гвинтоподібних труб 1 – гвинтоподібна труба №1, $l = 320$ мм; 2 – труба №1, $l = 640$ мм; 3 – труба №2, $l = 320$ мм; 4 – труба №2, $l = 640$ мм; 5 – гладка труба [3].

Порівняння гвинтоподібних труб з різними геометричними параметрами за залежностями у вигляді функцій безрозмірних комплексів $Nu=f(Re)$ та $\xi=f(Re)$ є недостатнім і неоднозначним, тому, зазвичай, не може бути остаточним для вибору найбільш ефективної конструкції гвинтоподібної труби, а отже, і отримання теплообмінного апарату з найкращими теплоаеродинамічними та масогаба-

ритними показниками. Тому, для подальшої оцінки ефективності теплообмінних поверхонь із запропонованих гвинтоподібних труб, за порівняльною методикою, викладеною в [4], необхідно до експериментальних даних з теплообміну і опору додати інші критерії ефективності, наприклад, у вигляді масових і об'ємних характеристик теплообмінного апарату.

5 Теплоаеродинамічна ефективність

В основу методики оцінки теплової ефективності покладений теплоаеродинамічний розрахунок теплообмінника-конденсатора (пар-повітря), в якому розглядаються порівняльні типорозміри досліджених гвинтоподібних та гладких круглих труб за процедурою їх зіставлення „при інших рівних умовах”.

Основні технічні характеристики конденсатора приймаються однаковими для всіх дослідних поверхонь і мають наступні значення: теплова потужність $Q = 30 \text{ кВт} = \text{const}$, витрата повітря $G = 0.65 \text{ кг/с} = \text{const}$, температурний напір $\Delta t = 40^\circ\text{C} = \text{const}$. Температура

пари, що конденсується на зовнішній поверхні труб прийнята $t_{\text{п}} = 85^\circ\text{C} = \text{const}$.

Розрахунки проведені для двох варіантів втрат аеродинамічного опору кожної трубчастої поверхні $\Delta P = \text{var}$ та $\Delta P = \text{const}$ (табл.2). Для першого $\Delta P = \text{var}$ - при розрахунках теплотехнічних і економічних показників дотримувались наступних умов: крім вище вказаних Q , G , Δt , фіксованими показниками були швидкість повітря в трубах W та кількість труб в теплообміннику n .

В другому випадку $\Delta P = \text{const}$, крім постійних параметрів Q , G , Δt , постійною величиною була ще втрата тиску $\Delta P = 460 \text{ Па}$. Змінними величинами при цьому були швидкість повітря в трубах W та їх кількість n .

Характеристики порівнюваних труб

Тип труби	d/D	t мм	h мм	j град	a Вт/(м ² К)	ΔP Па	ql кВт/м	L м	M кг	n шт.
ΔP = const										
1	0.722	12	5	71.5	75.0	460	0.397	76	69	86
2	0.833	8	3	77.5	42.6	460	0.247	122	111	85
3	1	-	-	-	48.8	460	0.221	137	124	50
ΔP = var										
1	0.722	12	5	71.5	111.8	1490	0.594	51	46	50
2	0.833	8	3	77.5	64.5	1444	0.374	81	73	50
3	1	-	-	-	48.8	460	0.221	137	124	50

В якості критеріїв ефективності були прийняті: коефіцієнти тепловіддачі α , аеродинамічні втрати ΔP , загальна довжина труб L , кількість труб n та загальна маса труб M .

Результати оцінки ефективності конденсатора, що працює при незмінній втраті тиску $\Delta P = 460 \text{ Па} = \text{const}$ і потужності $Q = 30 \text{ кВт} = \text{const}$ показані на рис. 5,а у вигляді гістограм.

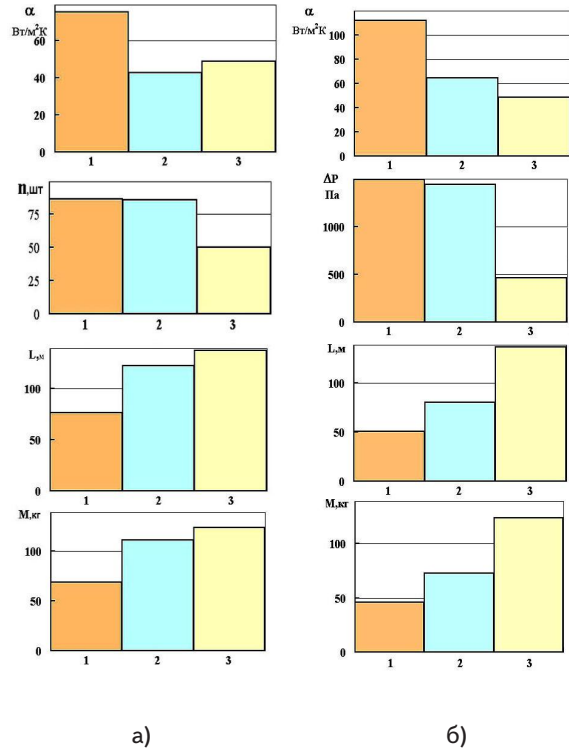


Рис. 5 Теплоаеродинамічні і масогабаритні характеристики теплообмінного апарату при $\Delta P = \text{const}$, $Q = \text{const}$ (а) та $\Delta P = \text{var}$, $Q = \text{const}$ (б) 1 – гвинтоподібна труба №1, 2 – гвинтоподібна труба №2, 3 – гладка труба

Як видно з рис.5,а числові значення інтенсивності тепловіддачі в пучках з гвинтоподібних труб №1, у 1.5 рази перевищують відповідні значення для теплообмінної поверхні з гладких труб і створюють найбільшу інтенсифікацію теплообміну. Габаритні

Таблиця 2

характеристики конденсатора представлені в неявному виді через загальну довжину труб L і їх кількість n . Аналіз показує, що найбільшу сумарну довжину труб, майже в 2 рази більшу, чим для гвинтоподібних труб, має гладкотрубна поверхня, але при цьому вона включає меншу кількість труб. Серед теплообмінних поверхонь за параметром M кращою виявилась поверхня з гвинтоподібних труб №1.

Результати оцінки ефективності конденсатора, що працює в умовах змін втрати тиску $\Delta P = \text{var}$ при перекачуванні повітря і теплової потужності $Q = \text{const}$ представлені на рис. 5,б.

За тепловіддачею α кращою є поверхня з гвинтоподібних труб №1. Найгіршою за масогабаритними характеристиками виявилась гладка поверхня, що має значення L і M , в порівнянні з гвинтоподібними трубами, в 2.6 рази вище, хоча за параметром ΔP , який мінімальний (460 Па), вона найефективніша.

Таким чином, розрахунки та аналіз даних показали, що найкращим за техніко-економічними та

теплоаеродинамічними параметрами для впровадження може бути рекомендований повітряний конденсатор з гвинтоподібних труб № 1 ($t=12$ мм, $h=5$ мм, $j=71,50$).

Висновки

Експериментальні дослідження з теплообміну і аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб з різними геометричними характеристиками показали, що використання їх є достатньо ефективним методом інтенсифікації теплообміну.

Використання гвинтоподібних труб №1 в теплообмінному апараті при заданому температурно-

му рівні зменшують його масу і габарити, більш ніж у 2 рази, забезпечуючи тим самим його компактність, в порівнянні з таким же апаратом, виготовленим з гладких труб.

В перспективі подальших досліджень гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею передбачається провести числовий розрахунок процесів теплообміну та гідродинаміки всередині труб, зіставлення числових даних з експериментальними, з'ясувати вплив основних геометричних параметрів гвинтоподібних труб на теплообмін та аеродинамічний опір, розкрити механізм інтенсифікації теплообміну.

Література

1. Маковой В.О. Профілювання гвинтоподібних труб обкочуванням/ В.О. Маковой, Ю.П. Бородій, А.В. Кліско, П.Ю. Проценко // Вісник Київського політехнічного інституту. – Машинобудування. – 2010. - №60. – с.50-60.
2. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева - Изд. 2-е, стереотип. М: Энергия, 1977, - 344 с: ил.
3. Идельчик И. Е. Гидравлическое сопротивление при входе потока в каналы и протекании через отверстия/ И.Е. Идельчик// Промышленная аэродинамика. – БНТ НКАП. – 1944. - №2. – С. 27-57.
4. Багрий П.И. Сравнение тепловой эффективности шахматных пучков поперечно-оребрённых труб различного профиля / П.И. Багрий, А.М. Терех, В.А. Рогачев// Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 6/5(30). – С. 51-55.

УДК 621.182.2.001.57

АНАЛІЗ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В УМОВАХ ПІДТРИМКИ ФУНКЦІОНУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Є.Є. Чайковська

Кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент*
Контактний тел.: (048)758-47-67
E-mail: eechaikovskaya@list.ru

Н.Ф. Іщук

Аспірант
*Кафедра теоретичної, загальної та нетрадиційної енергетики
Одеський національний політехнічний університет
пр. Шевченка, 1, м. Одеса, Україна, 65044.
Контактний тел.: (067) 990-76-55
E -mail: natalkaf@bigmir.net

*Проведено аналіз
тепломасообмінних процесів
щодо порівняння прийняття
рішень*

*Ключові слова:
тепломасообмін, комбіноване
теплопостачання, прийняття
рішень*

*Проведен анализ тепломасо-
обменных процессов для сравне-
ния принятия решений*

*Ключевые слова: тепломассо-
обмен, комбинированное тепло-
снабжение, принятие решений*

*The analysis of the heat and
mass transfer for comparison
decision -making level is presented*

*Key words: heat and mass
transfer, combined heating,
decision-making level*