

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ

МЕЙРІС АНТОН ЖАНОВИЧ



УДК 536.24:532.55

**ТЕПЛООБМІН ТА ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ
ПУЧКІВ ТРУБ З ПОВЕРХНЕВИМИ ЗАГЛИБЛЕННЯМИ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Київ – 2018

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України на кафедрі фізики енергетичних систем і в Інституті технічної теплофізики НАН України у відділі високотемпературної термогазодинаміки.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор,
академік НАН України
Халатов Артем Артемович,
Інститут технічної теплофізики НАН України,
завідувач відділу високотемпературної
термогазодинаміки,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені
Ігоря Сікорського» МОН України,
завідувач кафедри фізики енергетичних систем

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Горобець Валерій Григорович
Національний університет біоресурсів і
природокористування України МОН України,
завідувач кафедри теплоенергетики

кандидат фізико-математичних наук,
Димитрієва Наталія Федорівна,
Інститут гідромеханіки НАН України,
старший науковий співробітник відділу
гідробіоніки та керування примежовим шаром

Захист відбудеться «15» травня 2018 р. о 10:00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.224.01 Інституту технічної теплофізики НАН України за адресою: 03680, м. Київ, вул. Желябова, 2а.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Інституту технічної теплофізики НАН України за адресою: 03164, м. Київ, вул. Булаховського, 2.

Автореферат розіслано «11» квітня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 26.224.01,
доктор технічних наук



Ж.О. Петрова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Теплообмінні апарати, основані на поперечному обтіканні пучків труб, широко застосовуються для проведення хіміко-технологічних процесів, утилізації теплоти викидних газів (металургійні та інші печі), рекуперації теплоти викидних газів енергоустановок. Вимоги до зменшення теплообмінної поверхні та підвищення компактності теплообмінників призводять до необхідності інтенсифікації теплообміну, яка, як правило, супроводжується випереджаючим зростанням гідравлічних втрат. Тому вивчаються і пропонуються різні методи, спрямовані на підвищення теплогідравлічної ефективності теплообмінників. Особливий інтерес представляє метод інтенсифікації, який базується на застосуванні заглиблень на зовнішній поверхні труб і створює умови для випереджаючого зростання теплообміну у порівнянні зі зростанням гідравлічного опору. В результаті забезпечується менша теплообмінна поверхня, габарити та матеріалоемність теплообмінного устаткування.

Тому актуальним є комплексне експериментальне та числове дослідження теплообміну та гідродинаміки при обтіканні труб із заглибленнями, дослідження фізичної структури потоку, яке дозволяє пов'язати особливості течії з розподіленням локального коефіцієнту теплообміну. Важливим напрямом є також подальше вивчення можливостей комп'ютерного моделювання для зазначеного виду течії, зокрема пошук адекватних моделей турбулентності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота відповідає тематичному напрямку «Енергетика та енергоефективність Технології енергетичного машинобудування» (Постанова Кабінету Міністрів України №942 від 7.09.2011) Вона виконувалась за державними тематиками: № 2610-ф «Теплові і газодинамічні процеси в складних вихрових і закручених потоках» (КПІ ім. Ігоря Сікорського, 0113U002467»), № 1.7.1.853 «Дослідження поверхнево-вихрових систем для інтенсифікації теплообміну та підвищення ефективності охолодження поверхонь в перспективних ГТД» (ІТТФ НАНУ, 0112U002042), та №1.7.1.АХ.1 «Нові термодинамічні цикли та схеми звісного охолодження високотемпературних енергетичних установок» (договори між Відділенням цільової підготовки КПІ ім. Ігоря Сікорського, НАНУ та Президією НАНУ, 0115U000268, та в рамках роботи за Договором № 309/2048 від 01.05.2011 «Теплофізичне обґрунтування використання заглибин і виступів на трубчатих поверхнях» (ІТТФ НАНУ та Державне підприємство «Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря»-«Машпроект»)).

Мета та завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи – дослідження теплофізичних закономірностей та визначення залежностей, які характеризують фізичну структуру потоку, гідродинаміку, теплообмін та теплогідравлічні характеристики при поперечному обтіканні одиночної труби та пучка труб із поверхневими заглибленнями.

Для досягнення мети були поставлені та вирішені наступні завдання:

– створити експериментальну установку та виконати дослідження теплообміну та гідравлічного опору при поперечному обтіканні пучка труб із поверхневими заглибленнями в діапазоні числа Рейнольдса $3 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^4$. Отримати нові залежності для розрахунку коефіцієнтів гідравлічного опору та теплообміну;

– провести теплогідравлічний аналіз методу інтенсифікації теплообміну при обтіканні трубних пучків із поверхневими заглибленнями, визначити залежність фактору аналогії Рейнольдса від числа Рейнольдса;

– виконати верифікацію моделей турбулентності на базі моделювання обтікання одиночної гладкої труби та гладкотрубного пучка; на основі комп'ютерного моделювання вивчити фізичну структуру потоку при обтіканні одиночної труби із заглибленнями, визначити фактори, які впливають на гідродинаміку та теплообмін;

– виконати розрахунки гідравлічного опору та теплообміну при поперечному обтіканні пучка труб із поверхневими заглибленнями, провести порівняння з експериментальними даними. Зробити висновки щодо адекватності моделі турбулентності;

– провести розрахунки теплообмінного апарату на базі трубних пучків із заглибленнями для рекуперації викидних газів енергетичної газотурбінної установки. Визначити переваги запропонованого методу інтенсифікації теплообміну (зниження маси) при його застосуванні у практиці створення теплообмінних апаратів трубчастого типу.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну і гідродинаміки при поперечному обтіканні одиночної труби та пучка труб із поверхневими заглибленнями.

Предмет дослідження – фізична структура потоку, закономірності теплообміну і гідродинаміки при поперечному обтіканні одиночної труби та пучка труб із поверхневими заглибленнями.

Методи дослідження. При вирішенні сформульованих вище задач використовувалось поєднання експериментального та теоретичного методів досліджень. Для експериментального дослідження теплообміну вибрано метод, який базується на використанні калориметра з льодом, що тане. В теоретичній частині із застосуванням програмного комплексу ANSYS CFX (версія 14.0) виконано комп'ютерне моделювання гідродинаміки і теплообміну при обтіканні повітряним потоком одиночної труби та пучка труб для умов, що застосовувалися в експериментальних дослідженнях.

Наукова новизна отриманих результатів:

– вперше виконано експериментальне та теоретичне дослідження теплообміну та гідродинаміки при поперечному обтіканні одиночної труби та пучка труб із заглибленнями в діапазоні змінення числа Рейнольдса – від 3000 до 25000. Отримані нові фізичні дані, які характеризують структуру потоку та теплообмін;

– вперше отримані узагальнюючі співвідношення для середнього коефіцієнту теплообміну по пучку в цілому та окремо по рядах, та гідравлічного опору при обтіканні пучка труб із заглибленнями;

– вперше на основі комп'ютерного моделювання показано, що при обтіканні одиночної труби із заглибленнями кут відриву потоку з ростом числа Рейнольдса від 7300 до 13000 збільшується від 80° до 95° , тобто нанесення заглиблень суттєво затягує появу зони відриву;

– вперше на основі комп'ютерного моделювання досліджено структуру потоку у заглибленнях на поверхні одиночної труби із заглибленнями при поперечному обтіканні; показано, що інтенсифікація теплообміну випереджає зростання втрат тиску;

– вперше показано, що в діапазоні числа Рейнольдса від 3000 до 25000 фактори інтенсифікації теплообміну та підвищення гідравлічного опору пучка труб змінюються слабо, і складають відповідно 1,34...1,40 та 1,10...1,15. Отримане значення фактора аналогії Рейнольдса складає 1,17...1,27.

Практичне значення отриманих результатів. Отримані в дисертаційній роботі результати можуть використовуватись при розробці трубчастого теплообмінного устаткування та інших пристроїв. При комп'ютерному моделюванні зовнішнього поперечного обтікання одиночної труби може бути застосована SST модель турбулентності, адекватність якої перевірено порівнянням з власними експериментальними даними.

Результати, отримані в дисертації, були використані в учбовому процесі при підготовці студентів Фізико-технічного інституту КПІ ім. Ігоря Сікорського за напрямом «Прикладна фізика», спеціалізація «Фізика енергетичних систем і нових джерел енергії» (акт використання від 20.02.2017 р.), та в ІТТФ НАНУ (акт використання від 15.03.2017 р.) при розробці методики розрахунку рекуперативного теплообмінного апарату для стаціонарної енергетичної газотурбінної установки потужністю 16 МВт по замовленню ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (акт впровадження від 15.06.2014 р.).

Особистий внесок здобувача. Здобувачем взято участь у створенні експериментального стенду та у проведенні експериментальних досліджень. Виконано аналіз результатів, отримано узагальнюючі співвідношення, зроблено порівняння отриманих результатів з результатами поперечного обтікання аналогічного гладкотрубного пучка. Отримані дані щодо факторів інтенсифікації теплообміну, підвищення гідравлічного опору та теплогідравлічної ефективності. За допомогою програмного комплексу ANSYS CFX виконано тестові розрахунки одиночної гладкої труби, пучку гладких труб, проведено верифікацію моделей турбулентності. Виконано розрахунки поперечного обтікання одиночної труби та пучка труб із заглибленнями, проведено порівняння з результатами експериментів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи обговорювались та отримали схвалення на IX Міжнародній конференції «Проблеми промислової теплотехніки» (Київ, 2015), на XIII (дві доповіді) та XIV Всеукраїнських науково-практичних конференціях студентів, аспірантів і

молодих учених «Теоретичні та прикладні проблеми фізики, математики і інформатики» (Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2015 та 2016), XV Міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених і студентів "Політ. Сучасні проблеми науки" (Київ, 2015), XI Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження і шляхи їх вирішення» (Харків, 2015), а також на наукових семінарах кафедри фізики енергетичних систем КПІ ім. Ігоря Сікорського та відділу високотемпературної термогазодинаміки ІТТФ НАНУ у 2015-2017 рр.

Публікації. Основні положення та наукові результати викладено у 13 публікаціях наукових робіт, у тому числі: 7 статей у наукових спеціалізованих виданнях України, перелік яких затверджено МОН України; з опублікованих статей 4 статті представлені у виданнях, які включено до міжнародних наукометричних баз даних Scopus, Copernicus та Ulrich's Periodicals Directory; опубліковано 6 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний об'єм роботи складає 153 сторінки, у тому числі всього 64 ілюстрації, 3 таблиці, список літератури, що включає 67 найменувань, 3 додатки на 14 сторінках. Об'єм основного тексту дисертації – 108 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі наведено обґрунтування вибору теми досліджень, показано зв'язок з науковими програмами, планами і темами, сформульовано мету і завдання дослідження, обґрунтовано вибір методів досліджень, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, охарактеризовано особистий внесок автора, наведено відомості про апробацію результатів дисертації, вказано структуру та обсяг дисертації.

У першому розділі викладено сучасний стан проблеми. Проаналізовано основні методи інтенсифікації теплообміну та їх теплогідрравлічні характеристики. Проведено літературний огляд експериментальних та теоретичних досліджень теплообміну та гідродинаміки при обтіканні поверхонь із заглибленнями. Значний внесок в дослідження та систематизацію даних по даній проблемі зробили такі ведучі вчені, як А.І. Леонт'єв, Г.І. Кікнадзе, А.П. Козлов, Я.П. Чудновский, С.А. Ісаєв, Ф. Ліграни, Й. Турнов, Б. Вейганд, В.І. Терехов, А.А. Халатов, та багато інших. Проаналізовано основні режими течії, фізичну структуру потоку, наведено дані щодо локальних та середніх коефіцієнтів теплообміну, визначено особливості їх розподілення по поверхні. Проаналізовано теплогідрравлічні властивості поверхонь із заглибленнями. Показано, що їх застосування дозволяє досягати випереджаючого зростання теплообміну у порівнянні із зростанням гідравлічних втрат.

Особливу увагу приділено результатам експериментальних та теоретичних досліджень обтікання одиночної труби та пучків труб із поверхневими заглибленнями. Показано, що нанесення заглиблень знижує гідравлічний опір

за рахунок затягування точки відриву потоку, та забезпечує інтенсифікацію теплообміну, насамперед внаслідок розвинення поверхні.

За результатами аналізу літературних джерел сформульовані напрямки, мета та завдання експериментальних та теоретичних досліджень.

У другому розділі наведено результати комп'ютерного моделювання гідродинаміки та теплообміну при поперечному обтіканні одиночної труби із поверхневими заглибленнями. Моделювання проводилося із застосуванням комерційного пакету ANSYS CFX. Для верифікації моделей турбулентності використовувались експериментальні дані Жукаускаса, Кутателадзе, Буйрука, Фрослінга з гідродинаміки та теплообміну при обтіканні одиночної труби.

При моделюванні течії та теплообміну при обтіканні одиночного циліндру швидкість натікання потоку на одиночну трубу задавалась у діапазоні, який застосовувався у дослідженнях з трубним пучком, і складала 5,0; 6,5 та 9,0 м/с. Цей діапазон вибирався виходячи із режимних параметрів теплообмінних апаратів, які використовуються на практиці. Відповідні зазначеним швидкостям числа Рейнольдса Re_{fd} склали 7300; 9500 та 13100.

Об'єктом дослідження (математичного моделювання) була одиночна труба із заглибленнями (рис. 1), яка розташована в каналі, і яку поперечно обтікає потік повітря.



Рис. 1 Комп'ютерна модель труби із заглибленнями.

Геометричні параметри труби повністю відповідали тим, що застосовувались при експериментальному дослідженні трубного пучка. По окружності труби діаметром $d = 22$ мм було нанесено 15 рідів заглиблень, які було розташовано в шаховому порядку, всього 318 заглиблень. Схему заглиблення показано на рис. 2. Заглиблення мало форму усіченого конусу. Вибір форми заглиблення був обумовлений двома основними причинами. По-перше, на теперішній час досліджено поперечне обтікання труб лише зі сферичними заглибленнями, а при обтіканні плоскої поверхні більш сприятливу теплогідравлічну ефективність забезпечують заглиблення циліндричного типу. Другою обставиною послужили технологічні експерименти зі штамповки заглиблень: конічна форма, на відміну від циліндричної, виявилася більш технологічною: при штампуванні із тонколистового матеріалу не відбувається розривів поверхні. Геометричні параметри заглиблення були наступними: глибина h дорівнювала 1,3 мм, діаметри D і D_1 склали відповідно 4 мм і 3 мм, (відносна глибина $h/D = 0,325$), радіус скруглення кромки $r = 0,25$ мм.

Для моделювання течії було застосовано метод кінцевих об'ємів, який базується на рішенні рівнянь збереження в інтегральній формі. Цей метод дозволяє використовувати для розрахунку як структуровані, так і неструктуровані сітки з різною формою комірок, що вирішує проблему складної геометрії розрахункової області. При моделюванні задавалися наступні граничні умови: постійна швидкість набігаючого потоку з температурою 22°C , атмосферний тиск на виході, на поверхні досліджуваних труб задавалися граничні умови першого роду з постійною температурою $t = 0^{\circ}\text{C}$, по бокових сторонах каналу граничні умови були симетричними. Розрахунок припинявся при відсутності змін в п'ятому знаку основних параметрів між послідовними ітераціями. Значення параметру турбулентності набігаючого потоку при розрахунках задавалось $Tu = 1\%$.

При вирішенні рівнянь збереження використано метод зважених нев'язок. Дискретизація розрахункової області (рис. 3) проводилась у вбудованому редакторі сіток ANSYS Mesh 14.0. Вся розрахункова область розбивалась на тетраедри, а поблизу поверхні стінки створювалися трикутні призматичні шари, які дозволяли з достатньою точністю описувати процеси, що відбуваються як в прилеглому шарі, так і в заглибленнях.

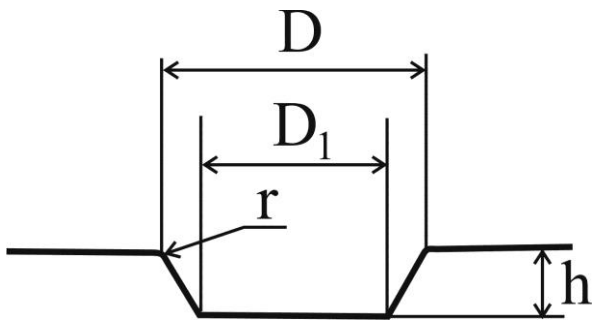


Рис. 2 Форма поверхневого заглиблення.

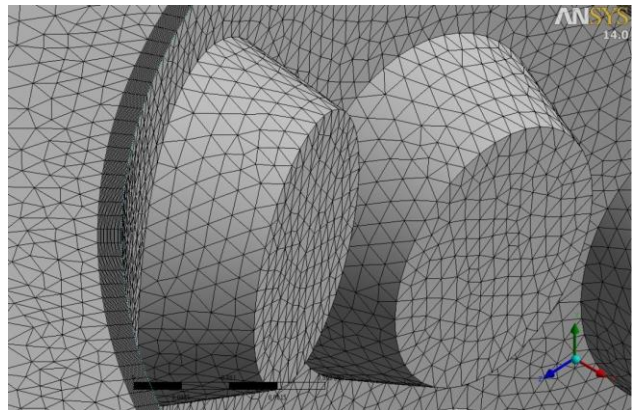


Рис. 3 Дискретизація розрахункової області.

В дослідженнях було розглянуто чотири моделі турбулентності: RNG $k-\epsilon$ модель; SST модель; моделі напружень Рейнольдса – LRR та SSG. Результати розрахунків за допомогою вказаних моделей порівнювались з літературними даними, з метою вибору найбільш адекватної моделі турбулентності.

На рис. 4 та 5 приведені дані по середньому та локальному теплообміну при обтіканні одиночного гладкого циліндру. Як видно із рисунків, SST модель турбулентності адекватно описує теплообмін при обтіканні потоком одиночної гладкої труби, і її було вибрано для подальших розрахунків. Як видно із рис. 5, результати розрахунку відповідають характеру процесів теплообміну циліндричних поверхонь та показують достатній кількісний збіг з літературними даними.

В результаті числового моделювання отримані поля швидкості потоку. На рис. 6 наведено характерні картини течії при обтіканні гладкого циліндру та циліндру із заглибленнями для значення швидкості набігаючого потоку 9 м/с ($Re_{fd} = 13100$). Для циліндру із заглибленням показана картина для перерізу, коли центр першого заглиблення знаходиться у лобовій точці.

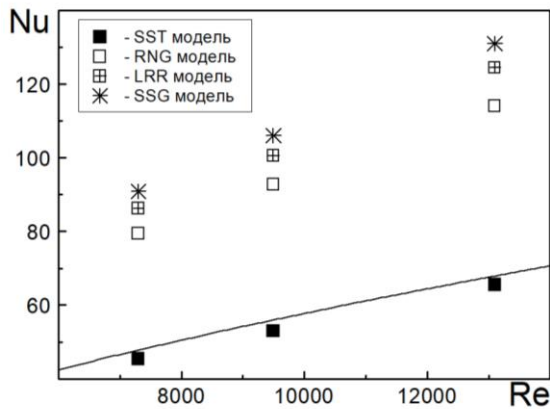


Рис. 4 Середній теплообмін при обтіканні одиночного циліндра, розрахунки з різними моделями турбулентності. Лінія – дані Жукаускаса (експеримент).

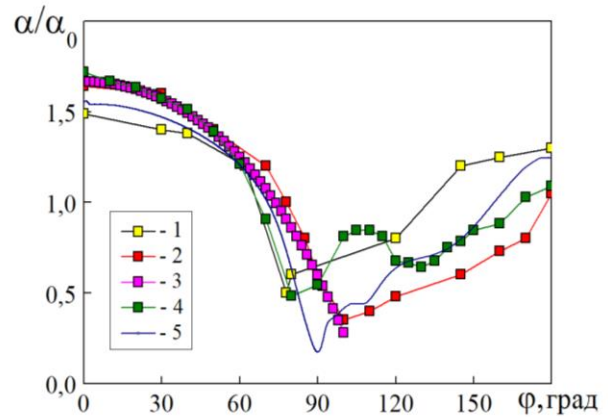


Рис. 5 Локальний теплообмін одиночної гладкої труби: 1 – 4 – експериментальні дані Жукаускаса, Кутателадзе, Фросслінга, Буйрука. 5 – комп'ютерне моделювання, SST модель турбулентності.

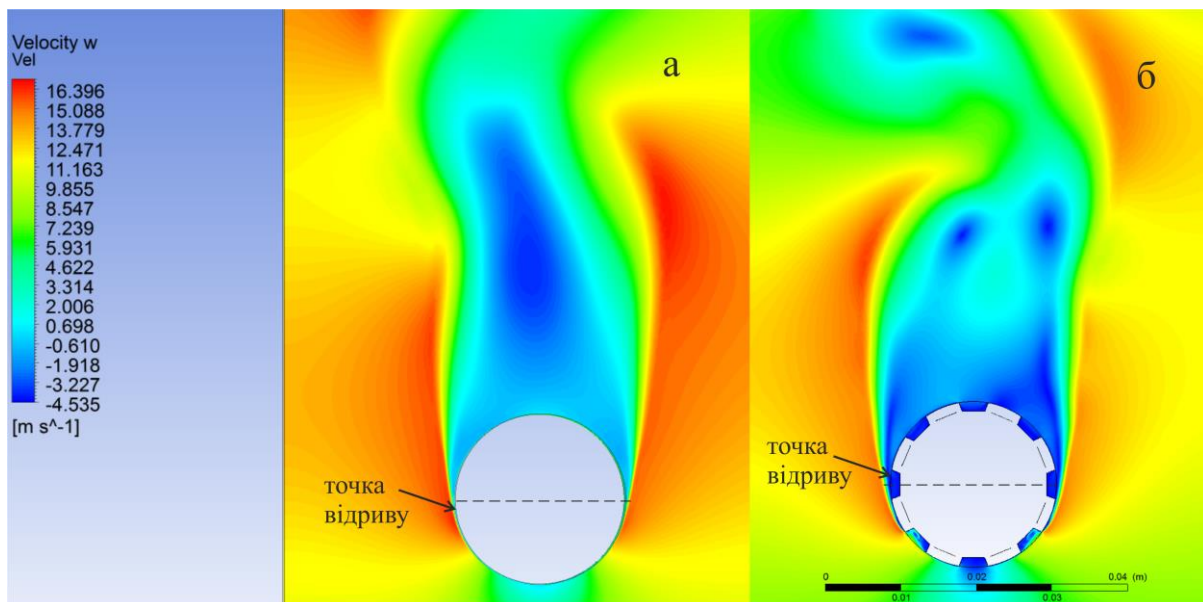


Рис. 6 Характер течії при поперечному обтіканні труби при значенні числа Рейнольдса $Re_{fd}=13100$: а – гладка труба; б – труба із заглибленнями.

Як видно із рисунку, картини течії суттєво відрізняються. По-перше, для циліндру із заглибленнями область сліду за циліндром є на 20% коротшою у порівнянні із гладким циліндром. Крім цього, вона має більш складну

структуру, із утворенням окремого вихору на відстані від основної зони зворотної течії. По-друге, зона відриву потоку зміщується вниз за течією. Для циліндру із заглибленнями точка відриву зміщується вниз по потоку. Для гладкого циліндру вона не змінює своєї координати в дослідженому діапазоні Re_{fd} , і становить величину 84° . Для циліндру із заглибленнями кут відриву збільшується зі зростанням швидкості, і, відповідно, зменшується область зворотних течій. При швидкості потоку 5,0 м/с кутова координата відриву потоку для циліндру із заглибленнями є меншою у порівнянні з гладким циліндром, і складає 80° . Для варіанту швидкості потоку 6,5 м/с кут відриву для циліндру із заглибленнями становить 87° , а для швидкості 9,0 м/с – 95° .

Нанесення заглиблень на поверхню циліндру сприяє також суттєвому зменшенню коефіцієнту лобового опору (на 17% при $Re_{fd} = 7300$, і на 27% при $Re_{fd} = 13100$).

На рис. 7 показано характер течії у заглибленнях.

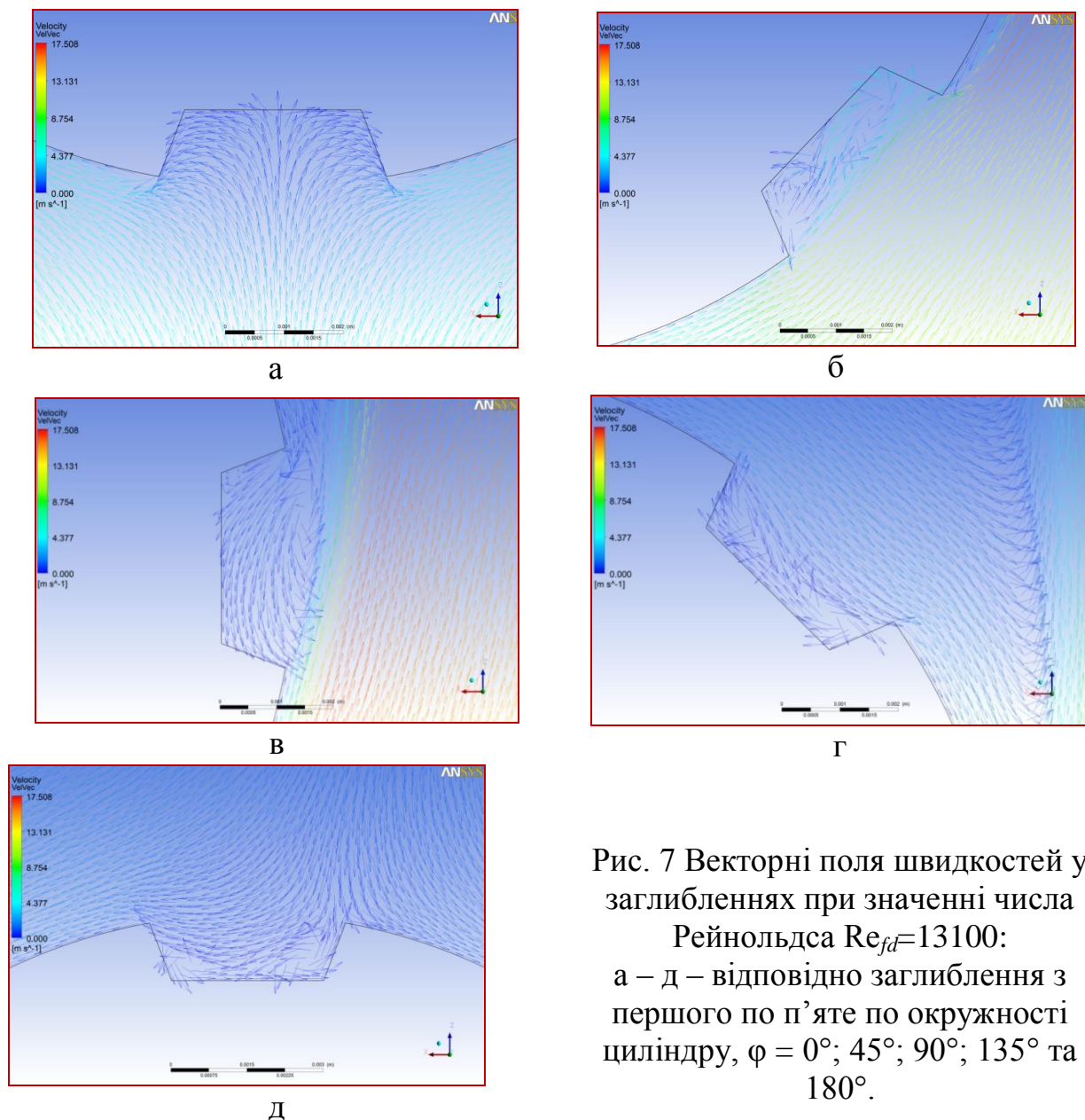


Рис. 7 Векторні поля швидкостей у заглибленнях при значенні числа Рейнольдса $Re_{fd}=13100$:
а – д – відповідно заглиблення з першого по п'яте по окружності циліндру, $\varphi = 0^\circ; 45^\circ; 90^\circ; 135^\circ$ та 180° .

У першому (лобовому) заглибленні спостерігається типова картина набігання потоку на перешкоду – потік зіштовхується зі стінкою заглиблення і симетрично огинає перешкоду. У другому заглибленні виникає вихор, який займає центральну та задню частини заглиблення. У передній частині заглиблення утворюється застійна зона. В цій зоні відбувається зрив вихору та його викид за задню частину заглиблення.

Третє заглиблення повністю заповнене вихором. З нього починається зона зворотної течії біля передньої частини заглиблення, де розташована точка відриву. Четверте повністю розташоване у зоні зворотних течій. У передній та задній частинах заглиблення розташовані вихори, які зриваються на кромках заглиблення. П'яте, кормове, заглиблення, також знаходиться у зоні зворотних течій. Тут спостерігається набігання потоку на заглиблення в зворотному напрямку та формування вихорів біля стінок заглиблення.

Також був розглянутий переріз, коли потік набігає не на заглиблення, а на область циліндра між заглибленнями. Суттєвої різниці по координаті точки відриву, безрозмірній довжині зворотних течій між двома варіантами не виявлено.

Характер кутового розподілу локального коефіцієнту теплообміну (рис. 8) узгоджуються з характером теплообміну на плоскій поверхні із заглибленнями.

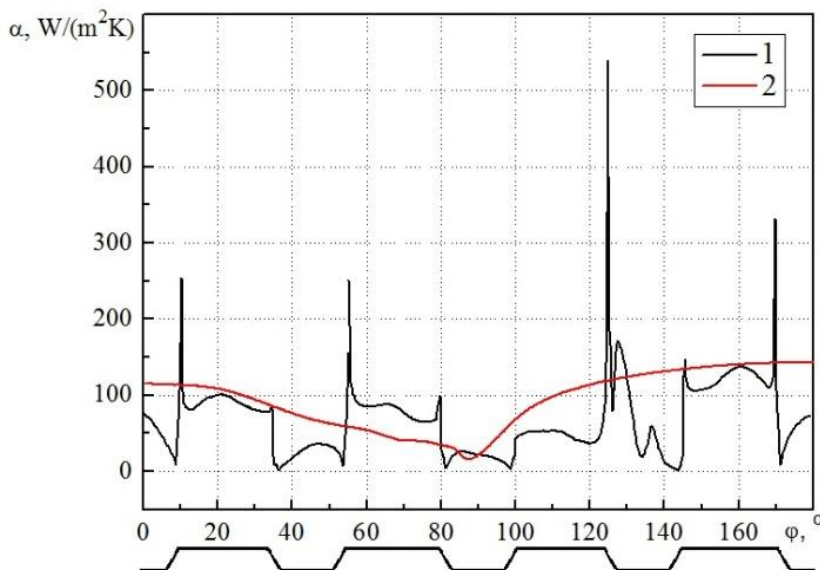


Рис. 8 Кутовий розподіл локального коефіцієнту тепловіддачі ($Re_{fd}=13100$): 1 – циліндр із заглибленнями; 2 – гладкий циліндр.

Зростання тепловіддачі спостерігається на поверхні циліндру одразу після заглиблень, а в самих заглибленнях вона досить мала. Порівнюючи результати розподілу локального коефіцієнту тепловіддачі для випадку набігання потоку на заглиблення з картинами фізичної структури потоку (див. рис. 7) можна зробити висновок, що максимальний коефіцієнт тепловіддачі спостерігається на вихідній кромці другого та вхідній кромці третього за потоком заглиблень. На задній кромці другого заглиблення відбувається відривання вихорів та їх викид за задню частину заглиблення. На задній кромці четвертого заглиблення відбувається зрив вихору при зворотній течії.

Для пояснення механізму тепловіддачі при обтіканні циліндру із заглибленнями було проаналізовано внесок у тепловіддачу різних частин його поверхні. В результаті було зроблено висновок, що основною причиною локального зростання коефіцієнта тепловіддачі є турбулізація потоку за заглибленнями. Відношення коефіцієнту тепловіддачі сумарної поверхні, зайнятої заглибленнями, до коефіцієнту тепловіддачі поверхні циліндру, що залишилась, тобто за винятком заглиблень, становить 40...48%, причому зі збільшенням числа Рейнольдса внесок у тепловіддачу внутрішньої поверхні заглиблень дещо зростає.

Розрахунки середнього коефіцієнту тепловіддачі для циліндра із заглибленнями проводились з використанням площі гладкого циліндра. Результати показали, що зі збільшенням числа Рейнольдса з 7300 до 13100 коефіцієнт тепловіддачі циліндра з заглибленнями зростає. Фактор інтенсифікації тепловіддачі (відношення середнього коефіцієнта тепловіддачі досліджуваної поверхні до усередненого коефіцієнта тепловіддачі аналогічного гладкого циліндра) залежить від числа Рейнольдса. При $Re_{fd}=13100$ та $Re_{fd}=9500$ рівень інтенсифікації тепловіддачі складає величину 1,04 та 1,06. При значенні числа Рейнольдса $Re_{fd}=7300$ нанесення заглиблень на поверхню циліндра практично не впливає на коефіцієнт тепловіддачі.

Нанесення заглиблень на циліндр сприяє зменшенню лобового опору, що позитивно впливає на теплогідрравлічну ефективність поверхні. В досліджуваному діапазоні швидкостей потоку зі зростанням числа Рейнольдса вказаний ефект стає суттєвішим. Осереднені характеристики теплообміну (числа Нуссельта), лобового опору для одиночного циліндра із заглибленнями та для гладкого циліндра, та фактор аналогії Рейнольдса для досліджуваної поверхні зведені у Таб. 1.

Таб. 1

Середні характеристики інтенсивності тепловіддачі та лобового опору одиночного циліндра (із гладкої поверхнею та поверхнею із заглибленнями)

w , м/с	Re_{fd}	Nu	Nu_0	Nu/Nu_0	C_D	C_{D0}	C_D/C_{D0}	FAR
5	7300	47,8	47,3	1,01	0,96	1,15	0,83	1,22
6,5	9500	57,6	55,4	1,04	0,94	1,15	0,82	1,26
9	13100	70,9	67,5	1,05	0,83	1,15	0,72	1,46

Як видно з таблиці, зі збільшенням числа Рейнольдса підвищується фактор аналогії Рейнольдса (FAR), тобто покращуються теплогідрравлічні властивості обтікання циліндру із заглибленнями.

У третьому розділі представлено результати експериментальних досліджень та комп'ютерного моделювання гідродинаміки та теплообміну при поперечному обтіканні п'ятирядного пучку труб із поверхневими заглибленнями, виконано порівняння експериментальних та розрахункових даних, визначено теплогідрравлічні характеристики.

Експерименти проводились на установці (рис. 9), яка представляє собою газодинамічний контур відкритого типу, який працює за рахунок всмоктування атмосферного повітря вентилятором.

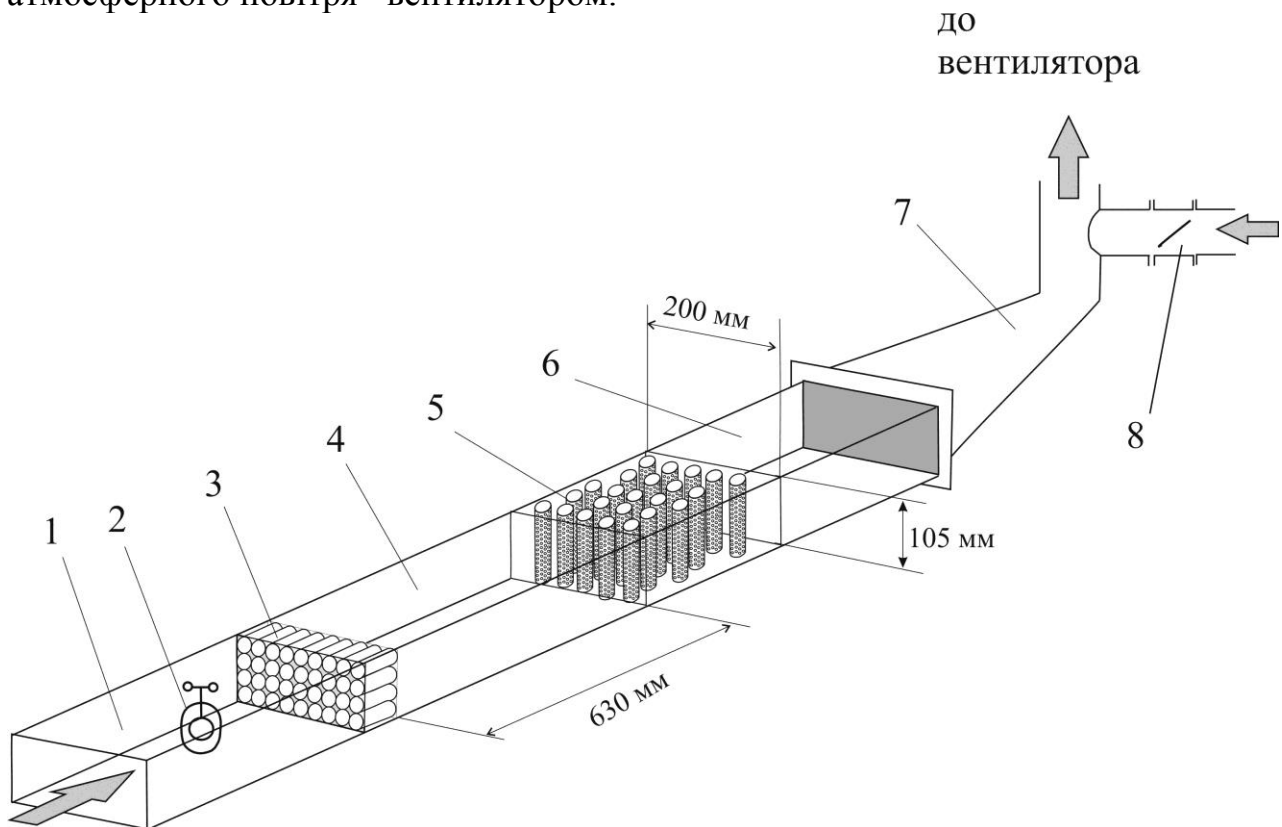


Рис. 9 Схема експериментальної установки:

1 – вхідний канал; 2 – витратомір; 3 – хонейкомб; 4 – передвключений прямокутний канал; 5 – робоча ділянка; 6 – вихідний прямокутний канал; 7 – вихідний патрубок; 8 – додатковий патрубок з вентиляем.

Повітряний потік поступав у вхідний канал прямокутного перерізу 1, в якому розташовано витратомір (чашковий анемометр) 2, проходив через хонейкомб, який слугує для забезпечення рівномірного поля швидкостей по перерізу каналу, потім поступав до передвключеного каналу прямокутного перерізу $105 \times 200 \text{ мм}^2$ довжиною 630 мм, і потім – до робочої ділянки, яка складається з п'ятирядного пучка труб шахового розташування. Після цього потік через вихідний прямокутний канал, який переходить у конічний патрубок, поступав до всмоктуючого патрубку вентилятора. В контурі, перед вентилятором, передбачено додатковий патрубок з вентиляем, для підсосу повітря із атмосфери, з метою забезпечення можливості регулювання витрати основного потоку (в бік його зменшення). Стінки передвключеного каналу, робочої ділянки та вихідного прямокутного каналу виготовлялись з оргскла.

Робоча ділянка (схему та фото див. на рис. 10, 11) представляла собою п'ятирядний пучок труб діаметром $d = 22 \text{ мм}$, довжина кожної труби дорівнювала 220 мм, а робоча довжина з нанесеними заглибленнями, в межах поперечного перерізу каналу, $l = 105 \text{ мм}$. Відносні поперечний і повздовжній шага розташування труб у пучку склали відповідно: $s_1/d = 1,7$ $s_2/d = 1,2$.

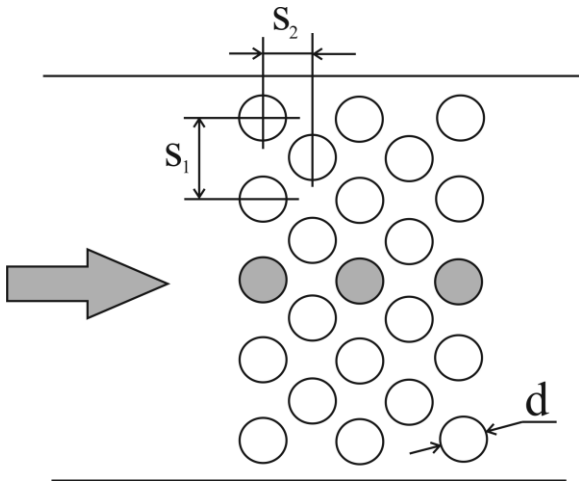


Рис. 10 Схема робочої ділянки (п'ятирядний пучок труб).

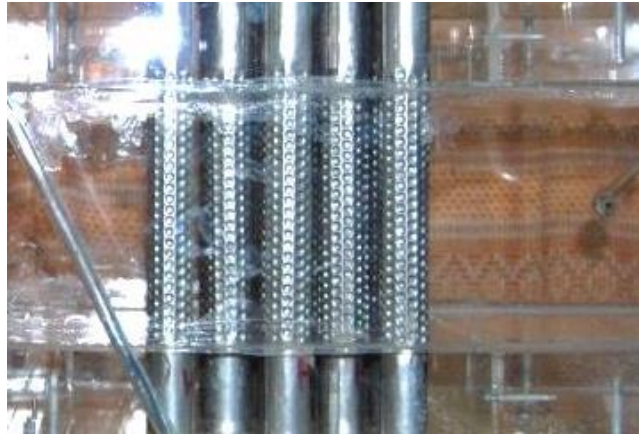


Рис. 11 Фото робочої ділянки .

Для теплообмінних апаратів, оснований на поперечному обтіканні трубних пучків, характерні числа Рейнольдса: від 10^3 до $2 \cdot 10^4$, тому для досліджень обтікання трубних пучків з поверхневими заглибленнями було вибрано цей діапазон значень Re_d . Схему конічного заглиблення показано на рис. 2. По окружності труби було виконано 15 рядів заглиблень, які розташовані у шаховому порядку, всього 318 заглиблень, густина γ заповнення поверхні складала 55%. Відношення повної поверхні трубки (з урахуванням поверхні заглиблень) до поверхні гладкої трубки складало 1,41.



Рис. 12 Загальний вигляд (фото) дослідженої труби із заглибленнями.

Всі труби (див. фото на рис. 12) виготовлялись з тонколистової нержавіючої сталі 1X18H9T товщиною 0,2 мм. Формування заглиблень виконувалось на спеціально спроектованому та виготовленому штампі. Після штамповки листи вигинались на шаблоні в трубу та зварювались контактним зварюванням. Зварний шов покривався припоєм, для забезпечення повної герметичності, після чого виконувалось його шліфування. При установці труб в робочій ділянці шов розташовувався у кормовій частині пучка.

В експериментах вимірювались: витрата повітря, температура повітря та статичний тиск на вході в трубний пучок і на виході з нього, повний тиск на вході в робочу ділянку, перепад статичного тиску на пучку, температура стінок вимірювальних труб (центральні труби 1-го, 3-го та 5-го рядів (заштриховані на рис. 10). Відбір статичного тиску при вимірюванні перепаду на пучку проводився на боковій стінці каналу в точках на відстані 100 мм до пучка і на відстані 180 мм після нього (останнє значення вибиралося з міркування, щоби

уникнути впливу зони зворотних токів після останнього ряду труб на всіх режимах, що досліджувались). Для визначення витрати повітря використовувався чашковий анемометр, який попередньо тарувався за допомогою вимірювання трубкою Піто та подальшого інтегрування поля динамічного тиску по перерізу каналу. Для вимірювань використовувався мікроманометр МКВ–2500–0,02. Температура повітряного потоку вимірювалась зразковим ртутним термометром з ціною ділення $0,1^{\circ}\text{C}$, статичний тиск в різних точках вимірювався диференційними манометрами, перепад статичного тиску вимірювався мікроманометром МКВ–2500–0,02.

В експериментах з теплообміну середній по поверхні трубки коефіцієнт тепловіддачі визначався за допомогою методики, яка базується на використанні калориметра з льодом, який тане. Вимірювання коефіцієнту тепловіддачі проводились для центральних труб 1-го, 3-го и 5-го рядів (заштриховані на рис. 10). Температури стінок вимірювальних труб та льоду в центрі труби вимірювались хромель-копелевими термопарами з діаметром проводів $0,5\text{ мм}$.

Кількість теплоти, яка підводиться до бокової поверхні циліндра-калориметра для утворення певного об'єму води, визначалось за допомогою рівняння теплового балансу:

$$Q = rV\rho + c_m(t_f - t_{fn}) \cdot F\delta\rho_m + c_l(t_f - t_{fn})V\rho_l, \quad (1)$$

де F – бокова поверхня циліндра-калориметра, м^2 ; V – об'єм води, що утворився, м^3 ; r – питома теплота фазового переходу води, Дж/кг ; c_l и c_m – питома теплоємність льоду та металу труби; t_f и t_{fn} – температура фазового переходу та початкова температура льоду; δ – товщина стінки калориметра, м ; ρ , ρ_m и ρ_l – густина води, льоду та металу, кг/м^3 . Доданки у правій частині рівняння визначають, відповідно, теплоту, витрачену на плавлення льоду, підведену до стінки калориметра, і витрачену на нагрів льоду до температури плавлення. Середній коефіцієнт теплопередачі від повітря до льоду у калориметрі визначається з наступного виразу:

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

де τ – час експерименту. Дані з середнього теплообміну представлялись у вигляді середнього числа Нуссельта, яке визначалось по співвідношенню:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{кл}} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda} \quad (3)$$

Обробка даних з гідравлічного опору пучка труб проводилась з використанням числа Ейлера, приведеного до одного ряду труб:

$$Eu = \frac{1}{N} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2 / 2}, \quad (4)$$

де N – кількість рядів у пучку; Δp – перепад тиску на пучку, н/м^2 ; w – швидкість потоку у мінімальному перерізі пучка, м/с ; ρ – густина потоку повітря. При узагальненні дослідних даних теплофізичні властивості повітря визначались по температурі набігаючого потоку. В якості визначальних параметрів використовувались діаметр циліндру та швидкість потоку в мінімальному прохідному перерізі пучка. При визначенні коефіцієнту тепловіддачі використовувалась площа гладкого циліндру без урахування поверхні заглиблень.

Швидкість повітряного потоку перед пучком змінювалась в діапазоні $1 \dots 9 \text{ м/с}$, його температура складала $15 \dots 20^\circ\text{C}$, число Рейнольдса Re_d , яке визначається по діаметру трубки, змінювалось в інтервалі $3000 \dots 25000$.

Тестові експерименти з вимірювання середнього коефіцієнту тепловіддачі та опору гладкотрубного п'ятирядного пучка показали задовільний збіг з відомими залежностями по коефіцієнту тепловіддачі та числу Ейлера Ці дані в подальшому використовувались для визначення факторів інтенсифікації теплообміну та підвищення опору.

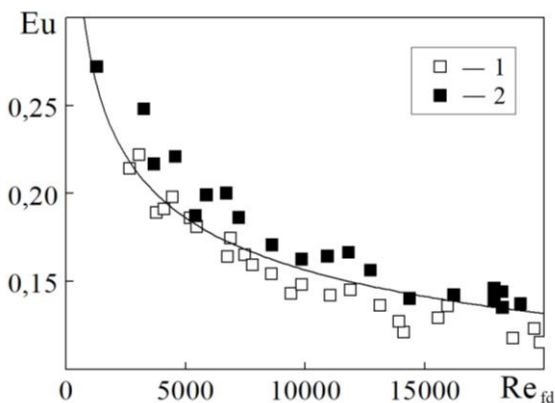


Рис 13 Значення середнього коефіцієнту опору трубних пучків, приведені до одного ряду, в залежності від числа Рейнольдса: 1 – гладкотрубний пучок; 2 – пучок труб із заглибленнями. Лінія – залежність для гладкотрубних пучків (Кутателадзе).

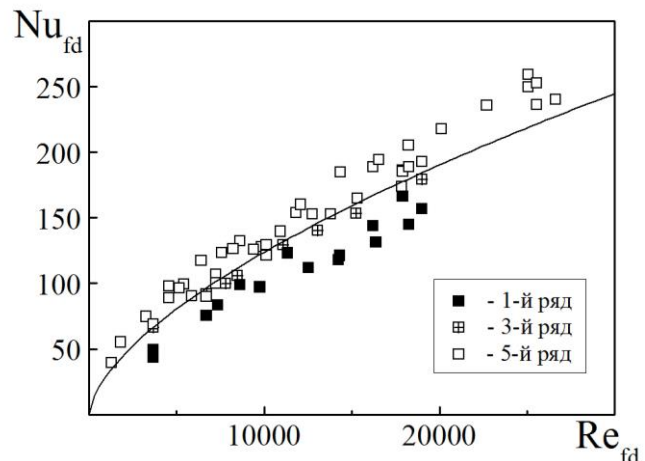


Рис. 14 Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса для окремих рядів пучка труб із заглибленнями: лінія – залежність для середнього теплообміну для всього пучка.

В результаті проведених експериментів були отримані дані щодо коефіцієнтів гідравлічного опору (рис. 13) та тепловіддачі (рис. 14).

Для приведеного коефіцієнту опору (в розрахунку на один ряд) пучка труб з поверхневими заглибленнями отримано наступну залежність:

$$Eu = 3,15 \cdot Re_{fd}^{-0,32} \quad (5)$$

В розглянутому діапазоні змінення числа Рейнольдса фактор підвищення опору змінюється слабо, і складає величину $Eu/Eu_0 = 1,15 \dots 1,10$.

Обробка даних з теплообміну (рис. 13) показала, що дані для третього та п'ятого рядів близькі по своїм значенням. Для всіх рядів середнє по ряду число Нуссельта для труб із заглибленнями перевищує аналогічні числа Нуссельта для гладких труб.

В результаті обробки даних за допомогою методу найменших квадратів отримані співвідношення для розрахунку коефіцієнту теплообміну для окремих рядів у вигляді ступеневої залежності числа Нуссельта від числа Рейнольдса:

$$\overline{Nu}_{fd} = A \cdot Re_{fd}^n \quad (6)$$

Значення коефіцієнту A та показника ступеня n зведено в Таб. 2.

Таб. 2

Значення коефіцієнтів рівняння (6) для окремих рядів трубного пучка

Гладкотрубний пучок	ряд	A	n	Пучок труб із заглибленнями	ряд	A	n
	1	0,30	0,6		1	0,34	0,62
	3	0,36	0,6	3	0,40	0,62	
	5	0,39	0,6	5	0,44	0,62	

Для середнього теплообміну п'ятирядного пучка труб із заглибленнями отримано наступну залежність:

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,41 \cdot Re_{fd}^{0,62} \quad (7)$$

Дещо більш «крута» залежність для теплообміну в пучку с трубами із заглибленнями у порівнянні з гладкотрубним пучком (для якого показник степеня складає 0,6) може бути пов'язана із взаємодією вихрових структур, які утворюються в сліді за циліндрами, та генеруються у заглибленнях, що призводить до додаткової турбулізації потоку.

Аналіз фактору інтенсифікації теплообміну по окремих рядах (рис. 15) показує, що найвищий рівень інтенсифікації теплообміну має місце для першого ряду, а для глибинних рядів він дещо знижується. Це пов'язано з тим, що глибинні ряди знаходяться у сліді попередніх, і потік навколо них є достатньо турбулізованим. Таким чином, вплив вихрових структур, які виходять із заглиблень, для глибинних рядів знижується, у порівнянні з першим рядом.

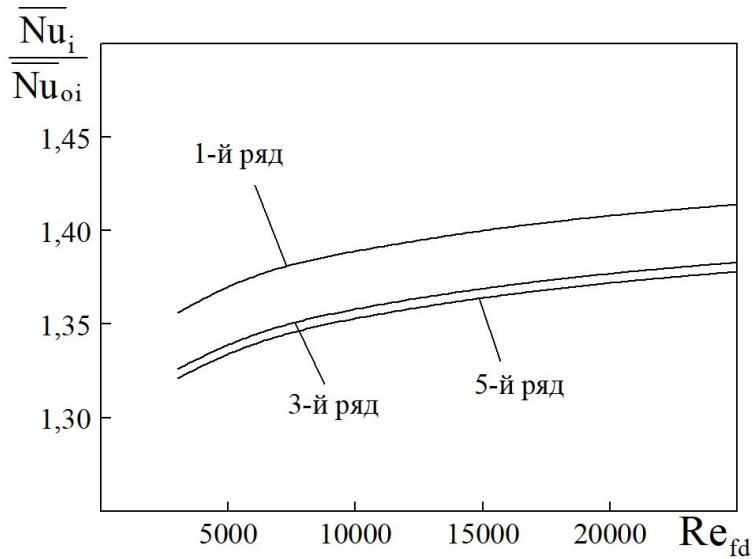


Рис. 15 Залежність фактора інтенсифікації теплообміну для рядів труб від числа Рейнольдса.

Для пучка в цілому в розглянутому діапазоні змінення числа Рейнольдса фактор інтенсифікації теплообміну змінюється слабо, і складає величину: $Nu/Nu_0 = 1,34...1,4$.

Значення фактора аналогії Рейнольдса $\frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0}$ також змінюється слабо, і складає величину 1,17...1,27, що дозволяє рекомендувати технологію поверхневих заглиблень для використання в теплообмінних апаратах трубчастого типу.

Числове моделювання обтікання гладкотрубного пучка та пучка труб зі сферичними заглибленнями проводилось за допомогою програмного пакету ANSYS CFX. Гідродинаміка та теплообмін при поперечному обтіканні пучка труб відрізняється від обтікання одиночної труби, внаслідок впливу сусідніх труб. Омивання першого ряду відбувається аналогічно омиванню одиночної труби, а на наступні ряди впливають сліди від попередніх.

Для розрахунків було вибрано модель турбулентності SST TT, яка показала адекватні результати при моделюванні поперечного обтікання одиночної труби (розд. 2). Розрахунки проводились для чисел Рейнольдса, що визначалось по швидкості у мінімальному перетині, 14200; 18500 та 25600. Вони відповідають швидкостям набігаючого потоку відповідно 5,0, 6,5 та 9,0 м/с. Комп'ютерна модель (рис. 16) представляла собою канал з розмірами 132x44x911 мм, в якому був розташований п'ятирядний пучок труб. Відстань від входу в канал до входу в пучок складала 10 калібрів, а від виходу з пучка до виходу із каналу – 15 калібрів.

Дискретизація розрахункової області проводилась у вбудованому редакторі сіток ANSYS Mesh 14.0. Максимальний розмір комірки складав ~ 2,5 мм. Кількість елементів в моделі пучка труб дорівнює $16,5 \cdot 10^6$. Граничні умови відповідали умовам експериментів.

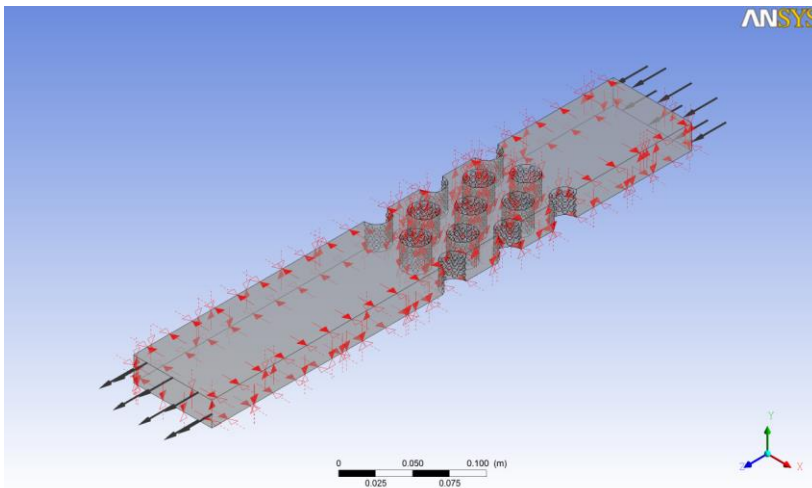


Рис. 16 Комп'ютерна модель

Структура потоку при обтіканні глибинних рядів гладких труб і труб із заглибленнями (рис. 17) в цілому подібні, і особливі відмінності між глобальними картинами течії відсутні.

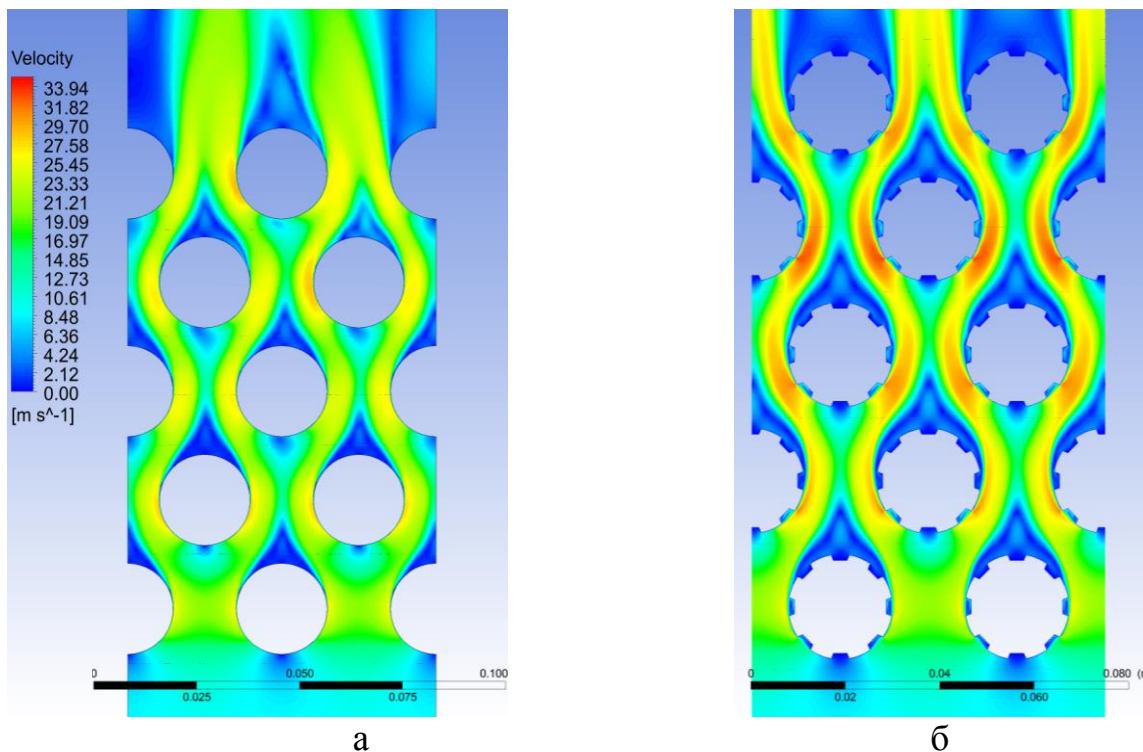


Рис. 17 Поля швидкостей при обтіканні п'ятирядного пучка, $Re_d = 25600$:
а – гладкотрубний пучок; б – пучок труб із заглибленнями.

На відміну від обтікання одиночної труби, в даному випадку вплив сусідніх циліндрів та «щільність» потоку призводить до суттєвого зменшення масштабу зони зворотних течій, за виключенням останнього ряду, коли потік виходить із пучка. При обтіканні труб у пучку відбуваються зміни вектору швидкості, що призводить до генерування турбулентності і зниження впливу вихрових структур, які виходять із заглибин, на точку відриву потоку та його фізичну структуру.

Розрахунки гідравлічного опору показали, що для гладкотрубного пучка числа Ейлера з розбіжністю до 9% співпадають з загальновідомими даними Жукаускаса. Дані експериментів дисертації розташовані нижче на 25%, що пов'язано із впливом зовнішньої турбулентності потоку, яка знижує лобовий опір 1-го ряду внаслідок зменшення градієнту швидкості в околі передньої критичної точки та зниження розрідження у кормовій зоні циліндрів. Для пучка труб із заглибленнями розбіжність розрахункових та експериментальних даних сягає 50%. Таку велику розбіжність можна пояснити недостатньо коректним розрахунком впливу вихрових структур, які утворюються у заглибленнях, викидаються у потік та взаємодіють з основним потоком. Для більш точного розрахунку потрібні більш досконалі моделі турбулентності.

Дані з середнього теплообміну для гладкотрубного пучка (рис. 18) задовільно узгоджуються з даними Жукаускаса з максимальною розбіжністю 10%. Для пучка труб із заглибленнями дані розрахунку розташовані на 50% нижче експериментальних, що може бути пояснено недосконалістю розрахункових моделей.

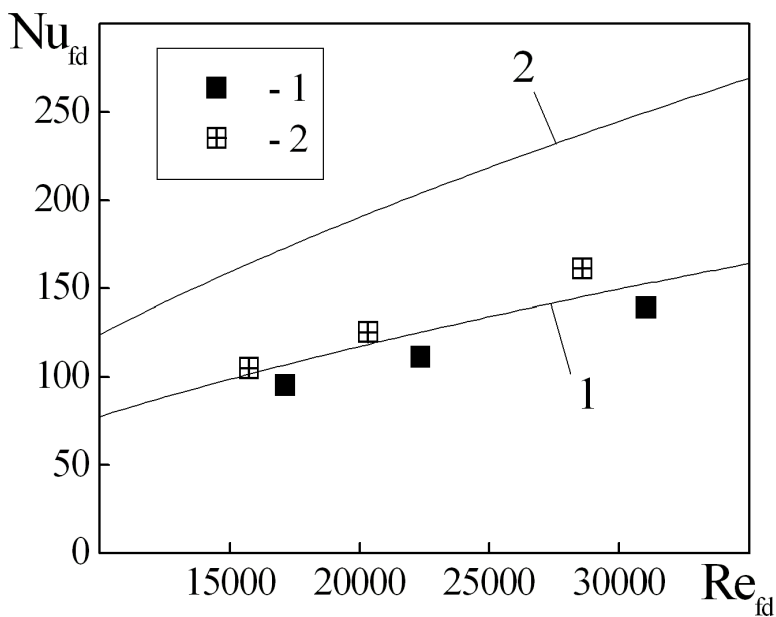


Рис. 18 Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса: точки 1, 2 – дані комп'ютерного моделювання відповідно для гладкотрубного пучка та пучка труб із заглибленнями; лінія 1 – дані Жукаускаса для гладкотрубного пучка; лінія 2 – експериментальні дані для пучка труб із заглибленнями.

Розрахункове значення фактора підвищення опору не залежить від числа Рейнольдса в діапазоні $1,5 \cdot 10^4 < Re_{fd} < 3 \cdot 10^4$, і складає величину: $E_u/E_{u_0} = 1,24$, що вище експериментального значення (1,10...1,15). Фактор інтенсифікації теплообміну у тому ж діапазоні змінення числа Рейнольдса складає величину $Nu/Nu_0 = 1,17...1,22$, в той час, як його експериментальне значення дорівнює 1,34,,1,40.

Таким чином, можна зробити висновок, що, на відміну від розрахунку поперечного обтікання одиночної труби, розрахунок обтікання трубного пучка є значно менш адекватним, і для підвищення точності комп'ютерного моделювання пакетом ANSYS CFX необхідні більш досконалі моделі турбулентності.

В заключній частині дисертації виконані розрахунки рекуператора на основі пучків труб із заглибленнями для газотурбінної установки потужністю 16 МВт які використовуються в Україні для виробництва електроенергії. Для варіанту виготовлення труб штампуванням з тонколистового матеріалу утворюються заглиблення на зовнішній стороні труб та виступи на внутрішній (рис. 19).

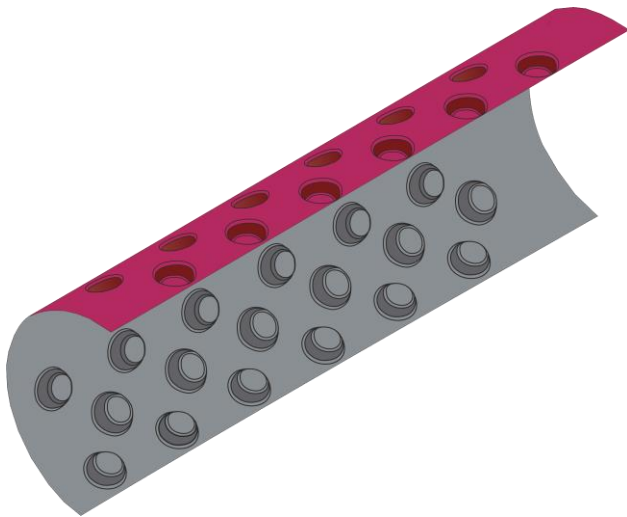


Рис. 19 Схема стінки трубчастої теплообмінної поверхні.

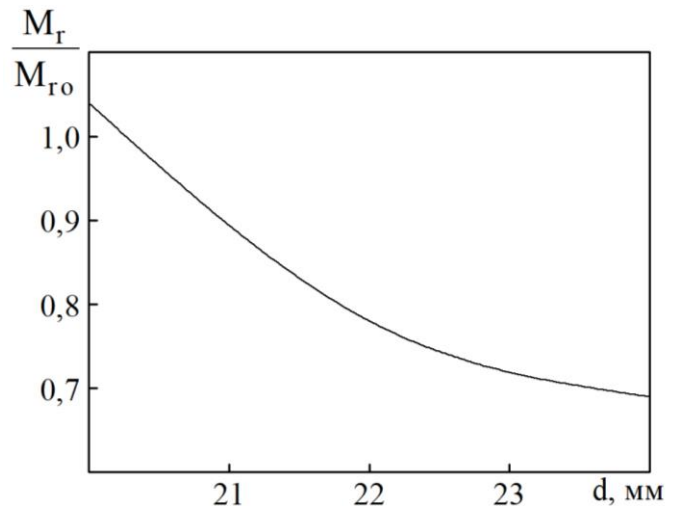


Рис. 20 Залежність відношення маси рекуператора із поверхневими заглибленнями до маси гладкотрубного рекуператора від діаметра труб при значеннях поперечного та повздовжнього шагів розташування труб $S_1 = 1,7d$ та $S_2 = 1,2d$.

Розрахунки показали, що виконання вимог по модульності конструкції, теплообміну та гідравлічному опору, які є особливо суттєвими для газового тракту, призводять до досить сильної залежності маси теплообмінника від діаметра застосованих труб. При значеннях відносного поперечного та повздовжнього шагів розташування труб відповідно 1,7 та 1,2 (які були застосовані в експериментальних дослідженнях автора) має місце тенденція підвищення позитивного впливу інтенсифікаторів на економію металу рекуператора з підвищенням діаметра труб. Розрахунки показали (рис. 20), що зменшення маси рекуператора може досягати 20-30%.

ВИСНОВКИ

Дисертацію присвячено експериментальному та теоретичному дослідженню гідродинаміки і теплообміну при поперечному обтіканні одиночної труби та пучка труб із поверхневими заглибленнями. Вивчено вплив поверхневих заглиблень на фізичну структуру потоку, визначено гідравлічний опір, коефіцієнти теплообміну, фактори підвищення опору та інтенсифікації теплообміну, теплогідравлічну ефективність. Проведено порівняння

розрахункових та експериментальних даних, отримані узагальнюючі співвідношення, проведено аналіз адекватності моделей турбулентності.

Основні нові наукові результати полягають у наступному:

1. Отримані нові дані, які характеризують закономірності теплообміну та гідродинаміки одиночної труби та п'ятирядного пучка труб з поверхневими заглибленнями в діапазоні числа Рейнольдса $3000 < Re < 25000$. Для трубного пучка фактор інтенсифікації теплообміну складає 1,34...1,40 при факторі підвищення гідравлічного опору 1,10...1,15, а для одиночної труби фактор інтенсифікації теплообміну є незначним (1...1,05), проте має місце значне зниження гідравлічного опору (на 20...25%). Значення фактору аналогії Рейнольдса для трубного пучка дорівнює 1,17...1,27, а для одиночної труби 1,22...1,46, що свідчить про випереджаюче зростання теплообміну у порівнянні з підвищенням гідравлічних втрат в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса.

2. Нанесення заглиблень на поверхню одиночного циліндру зміщує кут відриву вниз по потоку (від 85 до 95°). Порівняння з опублікованими даними показує, що зі зростанням глибини заглиблення критичні умови обтікання одиночного циліндру спостерігаються при суттєво менших числах Рейнольдса (7300-13000);

3. На основі отриманих експериментальних даних вперше отримані узагальнюючі співвідношення для розрахунку гідравлічного опору та теплообміну при обтіканні пучка труб із поверхневими заглибленнями в діапазоні числа Рейнольдса $3000 \dots 25000$. Виявлено, що інтенсифікація теплообміну в трубному пучку із заглибленнями спостерігається на всіх рядах труб, включаючи останній п'ятий ряд. Використання труб з поверхневими заглибленнями в регенераторі теплоти наземної ГТУ потужністю 16 МВт дозволяє знизити його масу на 20...30 %.

4. Показано, що для пучка труб із заглибленнями всі застосовані моделі турбулентності демонструють завищені результати з гідравлічного опору, та занижені – з теплообміну (до 50%), що свідчить про їх недосконалість для даного фізичного об'єкту та значну похибку комп'ютерного моделювання.

4. Отримані в роботі результати та співвідношення рекомендуються до використання у теплоенергетиці при створенні рекуператорів теплосилових установок, в житлово-комунальному господарстві, в печах металургійної, скляної та інших областей промисловості для утилізації теплоти викидних газів та підігріву вхідного повітря, в хімічній промисловості для проведення технологічних процесів. Значний інтерес для подальшого дослідження представляє вивчення впливу штучної шорсткості інших форм (спіральних канавок, виступів і т. ін.) та пошук більш адекватних моделей турбулентності.

5. Матеріали дисертації знайшли застосування в учбовому процесі Фізико-технічного інституту КПІ ім. Ігоря Сікорського (акт використання від 02.02.2017 р.) в Інституті технічної теплофізики НАНУ (акт використання від 15.03.2017 р.) при розробці методики розрахунку рекуперативного теплообмінного апарату для енергетичної газотурбінної установка по заказу «НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв), (акт впровадження від 13.06.2014 р.).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. Т.3, №12 (63). С. 58–60. (фахове видання України, *Index Copernicus, Ulrichs Periodical Directory*), ISSN 1729-3774. (Внесок здобувача: літературний пошук, аналіз та систематизація літературних даних).
2. Халатов А.А., Коваленко Г.В., Северин С.Д., Бурлака В.В., Мейрис А.Ж. Применение трубчатых теплообменных поверхностей типа «углубление-выступ» в теплообменниках газотурбинных установок. *Промышленная теплотехника*. 2014. Т.36, № 5. С.34–45. (фахове видання України), ISSN 0204-3602. (Внесок здобувача: проведення огляду та аналізу літературних джерел, участь у розробці методики та проведення оціночних розрахунків регенератора трубчатого типу).
3. Халатов А.А., Мейрис А.Ж., Доник Т.В., Гамрецькая А.В. Теплообмен и гидродинамическое сопротивление при поперечном обтекании воздухом первого ряда пучка труб со сферическими углублениями. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2015. №16(1125). С.50–53. (фахове видання України, *Ulrich's Periodicals Directory*), ISSN 2078-774X. (Внесок здобувача: проведення експериментальних досліджень, обробка та аналізі експериментальних даних).
4. Халатов А.А., Северин С.Д., Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж., Влияние различных способов интенсификации теплообмена в теплообменном аппарате на характеристики воздушной теплоутилизирующей турбинной установки. *Промышленная теплотехника*. 2015. Т.37, №3. С.38–45. (фахове видання України), ISSN 0204-3602. (Внесок здобувача: аналіз різних способів інтенсифікації внутрішнього та зовнішнього теплообміну, розрахунки ККД повітряної теплоутилізаційної турбінної установки).
5. Халатов А.А., Мейріс А.Ж., Гамрецька А.В. Термогазодинаміка одиночної циліндричної поверхні з заглибленнями на зовнішній стороні. *Енергетика і автоматика*. 2016. №4. С.13–23. (фахове видання України, *Index Copernicus, Ulrichs WEB*), ISSN 2223-0858. (Внесок здобувача: розробка комп'ютерної моделі, проведення розрахунків, аналіз результатів).
6. Meyris A., Khalatov A., Kovalenko G. Experimental study of heat transfer and hydraulic resistance at cross flow of tube bundle with indentations. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, – Vol 4, No 8 (88) (2017), – pp. 17-21. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.108576. (SCOPUS). ISSN 1729-3774. (Внесок здобувача: розробка та монтаж робочої ділянки, виготовлення експериментальних зразків труб, проведення експериментальних досліджень, обробка та аналіз експериментальних даних).
7. Халатов А.А., Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж. О применении трубчатых теплообменных поверхностей с углублениями в регенераторах ГТУ. *Промышленная теплотехника*, 2017. – Т.39, No.5. – С.47–54. . (фахове видання

України), ISSN 0204-3602. (Внесок здобувача: аналіз дослідженого способу інтенсифікації внутрішнього та зовнішнього теплообміну при розрахунку ККД повітряної теплоутилізаційної турбінної установки).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Мейріс А.Ж., Доник Т.В. Теплообмін та аеродинамічний опір при поперечному обтіканні пучка труб з заглибленнями. *XII Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики»*: матеріали конференції. К.: НТУУ КПІ. 2014. Том 1. С. 40-42.

2. Мейріс А.Ж., Халатов А.А., Коваленко Г.В., Гамрецька А.В. Теплообмен и гидродинамика пучка труб с углублениями на внешней поверхности. *IX Международная конференция «Проблемы промышленной теплотехники»*. Киев, 20–23 октября 2015 г. С. 26.

3. Мейріс А.Ж. Теплообмін та гідродинаміка першого ряду пучка труб зі сферичними заглибленнями. *XIII Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики»*: матеріали конференції. К.: НТУУ КПІ. 2015. Том 1. С. 115-116.

4. Мейріс А.Ж., Гамрецька А.В. Термогазодинаміка циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні. *XIII Всеукраїнська науково-практична конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики»*: матеріали конференції. (м. Київ, 21-24 квітня 2015). К.: НТУУ КПІ. 2015. Т.1. С. 97-98.

5. Meyris A. Computational modeling of heat transfer and hydrodynamics of round pipes bunch with grooves on their external surface. *XV Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів "Політ. Сучасні проблеми науки"* (Київ, 2015)

6. Гамрецька А.В., Мейріс А.Ж. Термогазодинаміка циліндричної поверхні з заглибленнями на зовнішній стороні. *XIV науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих учених «Теоретичні та прикладні проблеми фізики, математики та інформатики»*: матеріали конференції. (Київ, 26–28 травня 2016). К.: НТУУ КПІ. 2016. Т.1. С.101–103.

АНОТАЦІЯ

Мейріс А.Ж. Теплообмін та теплогідрравлічна ефективність пучків труб з поверхневими заглибленнями. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, 2018.

Дисертація присвячена експериментальному та теоретичному дослідженню теплообміну та гідродинаміки при поперечному обтіканні одиночної труби та пучку труб із поверхневими заглибленнями.

Теоретично досліджено теплообмін та гідродинаміку при поперечному обтіканні одиночної труби із поверхневими заглибленнями у формі усіченого конусу за допомогою комп'ютерного пакету ANSYS CFX. Проведено верифікацію моделей турбулентності. Наведено результати досліджень вихрової структури потоку, точки відриву потоку, зони зворотних течій, коефіцієнту лобового опору, коефіцієнту теплообміну.

Проведено експериментальні та теоретичні дослідження теплообміну та гідродинаміки при поперечному обтіканні п'ятирядного пучку труб із поверхневими заглибленнями. Отримані дані щодо коефіцієнтів гідравлічного опору пучка та коефіцієнтів теплообміну по рядах та для пучка в цілому. Проведено верифікацію комп'ютерної моделі по експериментальним даним.

Розроблено інженерну методику розрахунку рекуператора газотурбінної установки та проведено оцінку зниження його маси за рахунок нанесення заглиблень.

Ключові слова: одиночна труба, пучок труб, поперечне обтікання, поверхневі заглиблення, коефіцієнт теплообміну, число Ейлера, теплогідравлічна ефективність, експериментальні дослідження, комп'ютерне моделювання.

ANNOTATION

Meyris A.J. Heat transfer and Thermo-Hydraulic Efficiency of the Tube Bundles with Surface Indentations. – Should be treated as a manuscript.

Dissertation for candidate of technical sciences scientific degree, specialty 05.14.06 - Technical thermal physics and Industrial Heat power Engineering. – Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 2018.

The dissertation is devoted to the experimental and theoretical study of heat transfer and hydrodynamics at the cross-flow of a single tube and a tube bundle with surface indentations.

Heat transfer and hydrodynamics were studied theoretically at the cross-flow of a single tube with surface indentations in the form of a truncated cone using the ANSYS CFX computer package. Verification of turbulence models is carried out. The results of studies of the vortex structure of the flow, the point of separation of the flow, the zone of reverse flows, the coefficient of the frontal resistance, and the heat transfer coefficient are given.

Experimental and theoretical investigations of heat transfer and hydrodynamics are carried out at the cross-flow of a five-row tube bundle with surface indentations. The data on the coefficients of the hydraulic resistance of the bundle and of the heat transfer coefficients for rows and for the whole bundle are obtained. Verification of the computer model by experimental data is carried out.

An engineering method for calculation of the gas turbine plant recuperator was developed and an estimation of the decrease in its mass due to the application of depressions was made.

Keywords: single tube, tube bundle, cross-flow, surface indentation, heat transfer coefficient, Euler number, thermo-hydraulic efficiency, experimental research, computer modeling.