

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»
ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ФІЗИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ**

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ А.А. Халатов

“ ” _____ 20__ р.

**Дипломна робота
освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр»**

з напрямку підготовки (спеціальності) 6.040204 Прикладна фізика

на тему: Термогазодинаміка циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні

Виконала: студентка IV курсу, групи ФФ-12

Гамрецька Альона Володимирівна _____

Керівник: зав. відділом ІТТФ НАН України; зав. каф. «Фізика енергетичних систем», НТУУ «КПІ»; д-р техн. наук; академік НАН України

Халатов А.А. _____

Консультант: молодший науковий співробітник ІТТФ НАН України; аспірант каф. «Фізика енергетичних систем», НТУУ «КПІ»

Мейріс А.Ж. _____

Рецензент: старший науковий співробітник ІТТФ НАН України; кандидат технічних наук

Коваленко Г.В. _____

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

**Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут”**

Факультет (інститут) Фізико-технічний інститут

Кафедра Фізика енергетичних систем

Освітньо-кваліфікаційний рівень “бакалавр”

Напрямок підготовки 6.040204 “прикладна фізика”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

/А.А. ХАЛАТОВ/

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

“ “

_____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту

Гамрецькій Альоні Володимирівні

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту (роботи) Термогазодинаміка циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні.

керівник проекту (роботи) докт. техн. наук, академік НАН України,

(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

проф. Халатов Артем Артемович

затверджені наказом по університету від " ____ " ____ 20__ р. № _____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 08.06.2015

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Циліндри зов. діаметром 22 мм, $S_1/d=1,7$, $S_2/d=1,2$ заглиблення на поверхні діаметром

Діапазон чисел Рейнольдса $Re_{fd}=5000...16000$.

заглиблення 4мм, глибина 1,3мм. Теплоносій повітря $t=15...20^{\circ}\text{C}$. Температура поверхні калориметра 0°C . Робоче тіло в калориметрі – H_2O

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Літературний огляд.

2. Експериментальна установка та методика проведення дослідів.

3. Експериментальне та числове дослідження термогазодинаміки циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація – 18 аркушів А4

6. Консультанти розділів проекту (роботи):

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
з наукової частини	<i>м.н.с. Мейріс А.Ж.</i>		

7. Дата видачі завдання " " 2015 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	<i>Літературний огляд</i>	11.03.2015	
2	<i>Експериментальна установка та методика проведення дослідів</i>	01.04.2015	
3	<i>Термогазодинаміка циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні</i>	20.04.2015	
4	<i>Чисельне моделювання</i>	10.05.2015	
5	<i>Аналіз результатів чисельного моделювання</i>	20.05.2015	
6	<i>Підпис керівника дипломної роботи</i>	09.06.2015	
7	<i>Попередній захист дипломної роботи</i>	15.06.2015	
8	<i>Захист</i>	22.06.2015	

Студент

Гамрецька А.В.

Керівник проекту (роботи)

Халатов А.А.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 68 сторінок, містить 1 таблицю та 34 рисунки. Використано 40 бібліографічних джерел.

Темою роботи є термогазодинаміка циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні.

Об'єктом дослідження є процеси термогазодинаміки пучка труб з сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні.

Предметом дослідження є значення теплообміну (середнє число Нуссельта) та гідравлічного опору (число Ейлера) першого ряду пучка труб із сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні.

Метою роботи є визначення закономірностей теплообміну і гідравлічного опору пучка труб з сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні, оцінка теплогідравлічної ефективності.

При дослідженні використовувалися фізичний експеримент для визначення середнього теплообміну та гідравлічного опору, оцінки теплогідравлічної ефективності та метод числового моделювання за допомогою пакету ANSYS CFX для вивчення фізики інтенсифікації.

Завданнями роботи є: вибір об'єкту дослідження; ознайомлення з експериментальним стендом; визначення середнього теплообміну, гідравлічного опору та теплогідравлічної ефективності; пошук адекватної моделі турбулентності; вивчення фізичної структури потоку.

В результаті дослідження були отримані наступні результати:

1. Для дослідженого типу поверхні середній теплообмін першого ряду пучка труб на 35% більший ніж середній теплообмін першого ряду пучка гладких труб. В свою чергу, гідравлічний опір більший лише на 10% ніж гідравлічний опір пучка гладких труб.

2. Теплогідравлічна ефективність становить 1,23, що свідчить про випереджаючий ріст теплообміну над гідравлічним опором.

3. Числове моделювання та порівняння отриманих результатів з фізичним експериментом показало, що при описі теплообміну SST модель турбулентності дозволяє найбільш адекватно описати термогазодинаміку циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні.

4. Можливими причинами інтенсифікації при використанні дослідженого типу циліндричних поверхонь є турбулізація заглибленнями примежового шару. Відбувається локальне руйнування примежового шару в заглибленнях, внаслідок чого, зменшується термічний опір. Також позитивно впливають на теплообмін локальне вихроутворення та утворення більш широкої кормової зони відриву.

5. Результати досліджень показують перспективність даного напрямку наукових досліджень. Подальші дослідження проводитимуться для глибинних рядів пучка труб з сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні.

Ключові слова: *пучок труб, сферичне заглиблення, теплообмін, гідравлічний опір, теплогідравлічна ефективність.*

SUMMARY

The diploma work explanatory note includes 68 pages, 1 table and 34 figures. 40 references were used in it.

Thermogasdynamics of cylindrical surfaces with dimples on external side is the main theme of the work.

The processes of thermogasdynamics bundle of tubes with spherical dimples on external side are the object of research.

Heat exchange values (the average Nusselt numbers) and hydraulic resistance (Euler numbers) of the first row of bundle of tubes with spherical dimples on external side are the subjects of research.

Studying of mechanisms of average heat transfer and hydraulic resistance of bundle of tubes with spherical dimples on external side and to rate hydraulic efficiency is the aim of this work.

Physical experiment were used in the research of average heat exchange values, hydraulic resistance and in evaluation of thermohydraulic efficiency while numerical simulation method of ANSYS CFX package were used to describe the physical structure of the stream.

The main tasks of the work are: selection of the objects of research; development of experimental facility; determination of the average heat exchange values, hydraulic resistance and thermohydraulic efficiency; the search of adequate model of turbulence; studying of the physical structure of the stream.

Next results were received in the result of research:

1. The average heat exchange of the first row of the bundle with investigated type of surface increased by 35% in comparison with heat exchange of smooth tubes bundle while hydraulic resistance increased only by 10%.

2. Hydraulic efficiency is 1.23, which indicates outrunning growth of heat exchange in comparison with hydraulic resistance.

3. Numerical simulations and comparison of the results with physical experiments found that SST turbulence model describes thermogasdynamics of cylindrical surfaces with dimples on external side better than other models.

4. The reasons of the intensification of heat exchange of the studied type of cylindrical surfaces is turbulization of boundary layer by dimples. The local destruction of the boundary layer occurs in the dimples while reducing the thermal resistance. Local vortices formation and formation of wide stern separation zone also have positive effect on local heat exchange.

5. Results of research described in this work indicate promising direction of research. Further research will be conducted for underlying rows of bundle of tubes with spherical dimples on external side.

Keywords: *tube bundle, spherical dimples, heat exchange, hydraulic resistance, thermohydraulic efficiency.*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	10
ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД	13
1.1. Область використання	13
1.2. Теплообмін і гідродинаміка при обтіканні пучків круглих труб...	17
1.3. Інтенсифікатори теплообміну	21
1.4. Заглиблення на поверхні. Фізика інтенсифікації	25
1.5. Труби із заглибленнями	31
1.6. Цілі та задачі	34
РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД	37
2.1. Експериментальний стенд для дослідження поперечного обтікання пучка круглих труб з заглибленнями на поверхні	37
2.2. Робоча ділянка	39
2.3. Виготовлення теплообмінних поверхонь робочих ділянок	40
2.4. Система вимірювань	41
2.5. Методика проведення експерименту та методика обробки вимірювань	42
2.6. Оцінка точності результату вимірювання	44
2.7. Тестові експерименти	45
Висновки до розділу	47
РОЗДІЛ 3. ТЕРМОГАЗОДИНАМІКА ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ	48
3.1. Результати досліджень	48
3.2. Числове моделювання	50
3.2.1. Математична модель	51

3.2.2. Умови однозначності.....	53
3.2.3. Перевірка адекватності моделей турбулентності.....	56
3.2.4. Фізична структура потоку.....	57
Висновки до розділу	61
ВИСНОВКИ.....	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	64

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

Латинські символи:

D_i	–	внутрішній діаметр труби, мм;
F	–	площа бічної поверхні циліндра-калориметра, см ² ;
Q	–	кількість підведеної теплоти до циліндра-калориметра з льодом, Дж;
S	–	товщина шару води, яка утворилась в калориметрі, мм;
V	–	об'єм води, яка утворилась в циліндрі-калориметрі, мм ³ ;
d	–	зовнішній діаметр труби, мм;
h	–	глибина заглиблення;
p	–	тиск, Па;
r	–	радіус заокруглення вхідної крайки заглиблення, мм;
s_1	–	відстань між осями діаметрів труб по ширині пучка, мм;
s_2	–	відстань між осями діаметрів труб по глибині пучка, мм;
s'_2	–	діагональний крок шахового пучка, мм;
t_f	–	температура потоку, К;
w	–	середня швидкість потоку у вузькому перерізі пучка, м/с;
z	–	кількість труб в ряді;

Грецькі символи:

α	–	коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м ² К;
δ	–	товщина стінки калориметра, мм;
λ	–	коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;
μ	–	динамічна в'язкість, м ² /с;
ν	–	кінематичний коефіцієнт в'язкості, м ² /с;
ρ	–	густина, кг/м ³ ;
σ	–	середнє квадратичне відхилення;
τ	–	час виміру, с;
φ	–	кут відриву потоку, градус;

Критерії і параметри:

Eu – число Ейлера, $Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$;

\overline{Nu}_{fd} – середнє число Нуссельта, яке визначається по діаметру труби, $\overline{Nu}_{fd} = \frac{\bar{\alpha}d}{\lambda_f}$;

Pr_f – число Прандтля, визначене за температурою потоку;

Pr_w – число Прандтля, визначене за температурою стінки;

Re_{fd} – число Рейнольдса, яке визначається по діаметру труби,

$$Re_{fd} = \frac{wd}{\nu_f};$$

Нижні індекси:

заг – заглиблення;

л – лід;

м – метал;

н – початкове значення.

ВСТУП

У сучасних умовах одним з головних шляхів підвищення економічності енергоустановок є вдосконалення теплообмінного обладнання, реалізувати яке можна за допомогою запровадження ефективних способів інтенсифікації тепловіддачі.

Підвищення енергетичної ефективності шляхом інтенсифікації теплообміну сприяє зниженню металомісткості за рахунок зменшення габаритів теплообмінних апаратів, а також покращує експлуатаційні характеристики теплообмінників.

Отже, пошук нових, більш ефективних інтенсифікаторів теплообміну з прийнятним рівнем зростання гідравлічного опору і зменшенням масо-габаритних характеристик теплообмінника є одним з найважливіших завдань теплоенергетики.

Найбільший інтерес являють собою поверхневі інтенсифікатори, що дозволяють значно збільшити теплообмін при помірному зростанні гідравлічного опору. Основна особливість інтенсифікаторів даного виду – це вплив на примежовий шар, який має найбільший термічний опір, і його руйнування з подальшою турбулізацією потоку в пристінному шарі.

Штучна турбулізація потоку біля поверхні призводить до зростання коефіцієнта тепловіддачі. А та обставина, що основна маса потоку залишається при цьому не порушеною турбулізатором, не призводить до істотного зростання гідравлічного опору. У цьому випадку можна говорити про випереджаюче зростання тепловіддачі над гідравлічним опором, тобто про високу енергетичну ефективність методу.

В даній роботі виконане дослідження термогазодинаміки циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні.

РОЗДІЛ 1

ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1. Область використання

Практично будь-яке виробництво пов'язане з процесами виділення або поглинання теплоти. Саме тому, внаслідок стрімкого розвитку технологій та появи великомасштабних промислових виробництв, в останні десятиліття в світі гостро відзначається обмеженість енергетичних та сировинних ресурсів. Це призводить до необхідності створення енергозберігаючих технологій, що дозволяють раціонально і з максимальною ефективністю використовувати існуючі ресурси.

Головною характеристикою таких нових апаратів повинні бути високі питомі показники роботи. Це дозволяє досягти високої продуктивності за допомогою апарату менших розмірів, що дає як пряме зниження енерговитрат, так і поліпшення масо-габаритних характеристик, а отже, економію матеріалів та енергії при виробництві апарату. У всіх галузях промисловості широко поширений такий клас технологічних пристроїв, як теплообмінні апарати. Для збільшення їх продуктивності необхідно застосовувати принципово нові конструкції, збільшувати ефективність теплообмінних поверхонь, застосовувати сучасні підходи до проектування теплообмінників, створювати нові технології їх виготовлення [1].

Теплообмінники мають конструктивні особливості залежно від призначення, напрямку руху робочих середовищ, компоновки теплообмінної поверхні, градієнта температур теплоносіїв, матеріалу з якого виготовлено апарат, конфігурації теплообмінної поверхні. Вимоги до промислових теплообмінних апаратів в залежності від конкретних умов застосування досить різноманітні. Основними вимогами є: забезпечення найбільш високого коефіцієнта теплопередачі при меншому гідравлічному опорі;

компактність і найменша витрата матеріалу; надійність і герметичність у поєднанні з розбірністю і доступністю поверхні теплообміну для механічного очищення від забруднень; уніфікація вузлів і деталей; технологічність механізованого виготовлення широких рядів поверхонь теплообміну для різного діапазону робочих температур, тисків та інші [2].

Процеси теплообміну здійснюються в теплообмінних апаратах різних типів і конструкцій.

За принципом дії теплообмінні апарати можуть бути розділені на рекуперативні (рис. 1.1), регенеративні (рис. 1.2) і змішувальні (рис. 1.3). Виділяються ще теплообмінні пристрої, в яких нагрів або охолодження теплоносія здійснюється за рахунок внутрішніх джерел тепла.

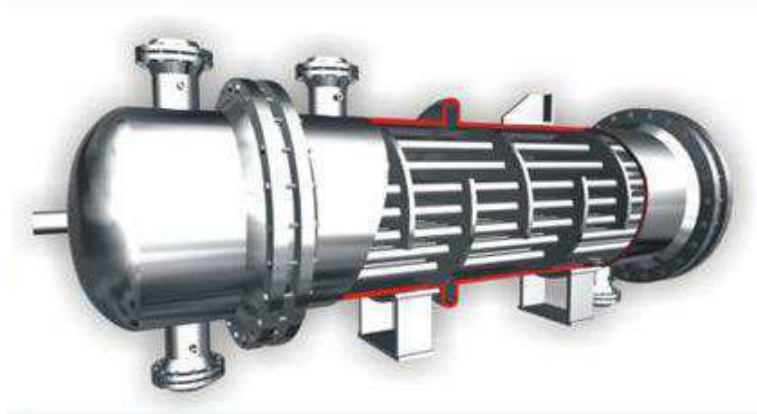


Рис. 1.1. Рекуперативний теплообмінний апарат

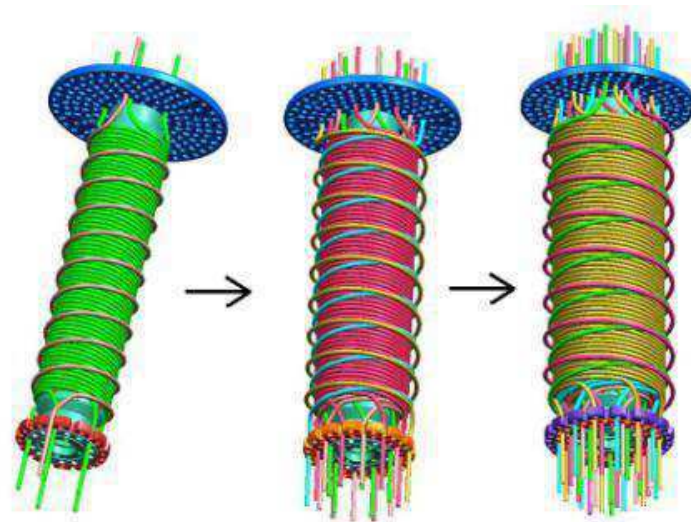


Рис. 1.2. Регенеративний теплообмінний апарат

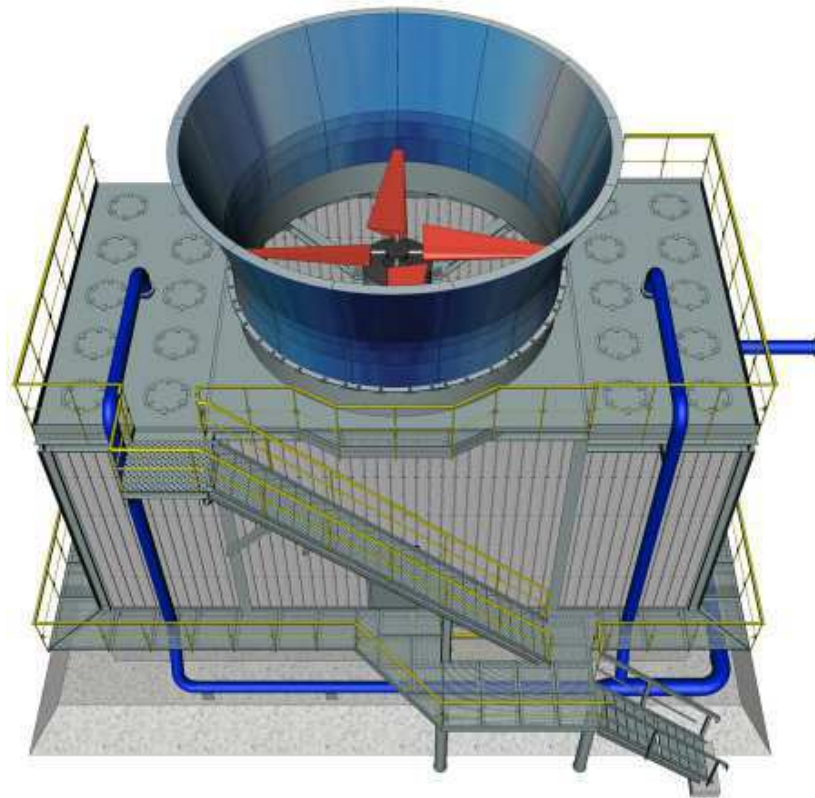


Рис. 1.3. Змішувальний теплообмінний апарат

Рекуперативні теплообмінні апарати являють собою пристрої, в яких дві рідини з різними температурами протікають в просторі, розділеному твердої стінкою. Теплообмін відбувається за рахунок конвекції і теплопровідності стінки, а якщо хоч одна з рідин є випромінюючим газом, то і за рахунок теплового випромінювання. Прикладом таких апаратів є парогенератори, підігрівачі, конденсатори, випарні апарати та ін.

Регенератори – теплообмінні апарати, в яких одна і та ж поверхня нагріву через певні проміжки часу омивається то гарячою, то холодною рідиною. Спочатку поверхня регенератора отримує теплоту від гарячої рідини і нагрівається, потім - віддає теплоту холодній рідині. Таким чином, в регенераторах теплообмін завжди відбувається в нестационарних умовах, тоді як рекуперативні теплообмінні апарати здебільшого працюють в стаціонарному режимі. Типовим прикладом регенеративних апаратів є повітрянагрівачі мартенівських і доменних печей.

Завдяки тому в регенеративних і рекуперативних апаратах процес передачі теплоти неминуче пов'язаний з поверхнею твердого тіла, то їх ще називають поверхневими.

В змішувальних апаратах теплопередача здійснюється при безпосередньому контакті і змішуванні гарячої та холодної рідин. Типовим прикладом таких теплообмінників є градирні теплових електричних станцій. В градирнях вода охолоджується атмосферним повітрям. Повітря безпосередньо стикається з водою і перемішується з паром, що виникає через часткове випаровування води. В цьому процесі об'єднуються тепло- і масообмін.

В теплообмінниках із внутрішніми джерелами енергії застосовуються не два, як зазвичай, а один теплоносій, який відводить теплоту, виділену в самому апараті. Прикладом таких апаратів можуть служити ядерні реактори, електронагрівачі та інші пристрої [3].

Широке використання в енергетичних галузях теплоносіїв високих і надвисоких параметрів змушує застосовувати теплообмінні апарати в основному поверхневого типу. Одними з найбільш розповсюджених теплообмінників такого типу є трубчасті теплообмінники. Це зумовлено простотою виготовлення та монтажу теплообмінних поверхонь виконаних з труб. При цьому зазвичай використовуються гладкостінні труби.

Заміна гладкостінних труб на пучки труб із заглибленнями дозволяє істотно інтенсифікувати теплообмін. Крім ефекту від збільшення площі теплообмінної поверхні з боку нижчого коефіцієнта тепловіддачі, часто вдається одночасно отримати додатковий ефект від впливу на гідродинаміку теплоносіїв. У підсумку це призводить до зниження металоємності і зменшення габаритів теплообмінних пристроїв, а також повних гідравлічних опорів з зовнішньої і внутрішньої сторін [4].

1.2. Теплообмін і гідродинаміка при обтіканні пучків круглих труб

Процес тепловіддачі при поперечному обтіканні одиночної труби характеризується рядом особливостей. Плавне, безвідривне омивання поверхні круглої труби відбувається тільки при $Re < 5$. При збільшенні швидкості течії і зростанні числа Re умови омивання лобової і кормової частин труби різні. Ламінарний примежовий шар біля лобової частини труби переходить в кормовій частині у турбулентний. Тільки 45-47% поверхні від лобової частини труби омивається потоком рідини безвідривно, вся інша частина знаходиться у вихровій зоні. Чим більша швидкість потоку, тим більша поверхня знаходиться у вихровій зоні.

При взаємодії твердої непроникної поверхні, здатної передавати теплоту, з однофазним потоком, який омиває її, виникає примежовий шар. Для утворення турбулентної течії необхідні умови, за яких цей шар буде відриватися. Відривання примежового шару є наслідком зростання тиску вздовж потоку і пригальмовування рідини твердою стінкою. При обтіканні передньої половини циліндра переріз потоку зменшується, а швидкість рідини збільшується, в результаті чого статичний тиск біля поверхні стінки знижується. Навпаки, в задній частині статичний тиск збільшується, тому що швидкість тут зменшується і, отже, кінетична енергія рідини безпосередньо біля поверхні циліндра малі. Зростання тиску вздовж потоку призводить до гальмування рідини і подальшого виникнення зворотного руху. Зворотна течія відтісняє примежовий шар від поверхні тіла; відбувається відрив потоку і утворення вихорів. (рис. 1.4) [5].

При порівняно невеликих числах Рейнольдса і малому ступені турбулентності потоку спостерігається відрив ламінарного примежового шару. Він відбувається при куті $\varphi = 80-85^\circ$, який відраховується від лобової точки, поверхня труби омивається потоком рідини безвідривно, інша частина перебуває у вихровій зоні.

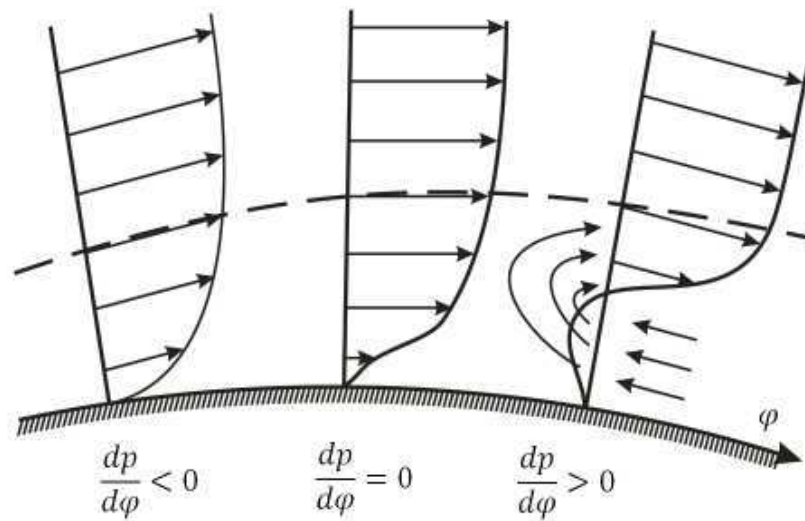


Рис. 1.4. Розподіл швидкості біля поверхні циліндра та утворення зворотної течії

Чим більша швидкість потоку, тим при більших кутах φ відбувається відрив ламінарного примежового шару. При великих значеннях числа Re ламінарний примежовий шар переходить в турбулентний, а відрив шару відбувається при $\varphi=120-130^\circ$. Це зміщення призводить до зменшення вихрової зони в кормовій частині труби і обтікання поліпшується. Турбулентний примежовий шар з'являється при числах $Re=1 \cdot 10^5-4 \cdot 10^5$. На появу турбулентного примежового шару великий вплив вносить початкова турбулентність потоку: чим вона більша, тим при менших значеннях числа Re з'явиться турбулентний примежовий шар. При турбулентній течії швидкість дифузії значно вища, ніж при ламінарній течії. Від цього залежить і тепловіддача [5].

Ступінь турбулентності потоку залежить від початкових характеристик течії. Можна прийняти, що наближено $Re_{кр} = 2 \cdot 10^5$ [6].

Велике поширення в техніці набули теплообмінні апарати, що збираються з пучків круглих труб і поперечно омиваються потоком рідини. Розташування труб в пучках буває коридорним і шаховим. Розглянемо шаховий пучок.

Характер руху рідини і теплообмін в пучку залежить від розташування труб. Основними характеристиками пучків труб є: зовнішній діаметр труб – d ; кількість рядів труб за рухом рідини – n , відстань між осями діаметрів по ширині – s_1 і глибині пучка – s_2 ; відношення відстані між осями труб по ширині пучка до зовнішнього діаметру труби – s_1/d ; відношення відстані між осями двох сусідніх рядів труб у напрямку руху рідини до зовнішнього діаметру труб – s_2/d .

Для того, щоб визначити характер течії в пучках труб, необхідно враховувати вплив сусідніх труб, які додатково турбулізують потік. У практичних розрахунках пучків труб (як і при омиванні одиночної труби) виділяють 3 режими (при цьому в Re вводять швидкість, підраховану у найвужчому поперечному перерізі пучка; визначальний розмір – зовнішній діаметр труб):

– ламінарний режим, при $Re < 10^3$. В цьому випадку при невеликих значеннях Re може спостерігатися плавне, безвідривне обтікання труб пучка. Теплообмін визначається за допомогою виразу

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,5 Re_{fd}^{0,5} Pr_f^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (1.1)$$

– турбулентний режим ($Re > 10^5$), коли вся поверхня труб омивається турбулентним примежовим шаром. Теплообмін визначається за допомогою виразу

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,023 Re_{fd}^{0,8} Pr_f^{0,32} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (1.2)$$

– змішаний режим, при $Re = 10^3 \dots 10^5$. Тут спостерігається змішана течія рідини: турбулентна в просторі між трубами і ламінарна на лобовій поверхні труб. Таким чином, в той час як течія в просторі між трубами турбулентна, на передній частині труби є шар рідини, яка протікає ламінарно. Теплообмін визначається за допомогою виразу

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,25 Re_{fd}^{0,6} Pr_f^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (1.3)$$

Цей режим течії є найбільш вивченим [7].

Омивання трубок першого ряду незалежно від розташування труб в пучку практично не відрізняється від омивання одиночної труби поперечним потоком рідини і залежить від початкової турбулентності потоку.

В шахових пучках омивання як першого ряду труб, так і глибоко розташованих рядів якісно мало відрізняється від характеру омивання одиночної труби. При коридорному розташуванні труби будь-якого ряду затінюються відповідними трубами попереднього ряду, що погіршує омивання лобової частини, і велика частина поверхні труби знаходиться в слабкій вихровий зоні. При шаховому розташуванні труб загороджування одних труб іншими не відбувається. Внаслідок цього коефіцієнт тепловіддачі при шаховому розташуванні труб в однакових умовах вищий, ніж при коридорному.

Описаному характеру руху рідини в пучках круглих труб відповідає розподіл місцевих коефіцієнтів тепловіддачі по поверхні труб різних рядів. Розподіл місцевих α при певному значенні числа Re представлено на графіку (рис. 1.5); тут φ – кут, який відлічується від лобової точки труби, цифри означають номери рядів.

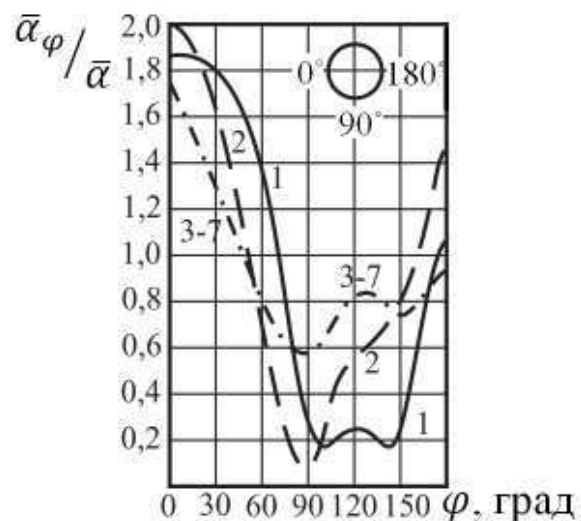


Рис. 1.5. Зміна коефіцієнту тепловіддачі по перетину труб для різних рядів шахових пучків (1-7 – номери рядів); $Re=14 \cdot 10^3$, повітря

З розгляду кривих випливає, що в шахових пучках максимум тепловіддачі для всіх рядів знаходиться в лобовій точці і зміна місцевих α по колу перетину труб відповідає розподілу α для одиночної труби.

Змінюється в початкових рядах пучків і середня тепловіддача. При будь-якому розташуванні труб кожен ряд викликає додаткову турбулізацію потоку. Тому коефіцієнт тепловіддачі для труб другого ряду вище, ніж для першого, і для третього ряду вищий, ніж для другого. Починаючи з третього ряду потік рідини стабілізується і коефіцієнт тепловіддачі для всіх наступних рядів залишається постійним [8, 9].

Якщо тепловіддачу третього ряду прийняти за 100%, то тепловіддача першого ряду шахових пучків становить 60%. Тепловіддача другого ряду становить 70%. Зростання тепловіддачі по рядах, як вказувалося, пояснюється додатковою турбулізацією потоку в пучку. Тепловіддача в шахових пучках вища, ніж в коридорних за рахунок більшої турбулізації потоку.

Однак, якщо потік в значній мірі штучно турбулізований, то тепловіддача початкових рядів може як дорівнювати тепловіддачі глибинних рядів, так і бути більшою ніж остання. В глибинних рядах течія і тепловіддача визначаються компоновкою пучка і не залежать від початкової турбулентності. Таким чином, при високому ступені турбулентності потоку пучок може стати детурбулізатором [3].

1.3. Інтенсифікатори теплообміну

Зменшення маси та габаритів теплообмінних апаратів є актуальною проблемою теплоенергетики. Найбільш перспективний шлях вирішення цієї проблеми – інтенсифікація теплообміну.

Розрізняють дві групи методів інтенсифікації: конструктивні і режимні [9]. Це умовне розмежування, тому що, внаслідок використання

конструктивних методів, фактично відбувається вплив на процес теплообміну. Режимні методи пов'язані зі зміною гідродинамічних параметрів і режиму течії рідини біля поверхні теплообміну. Режимні методи включають: підведення коливань до поверхні теплообміну, створення пульсацій потоків, вдування газу в потік або відсмоктування робочого середовища через пористу стінку, накладення електричних або магнітних полів на потік, запобігання забруднень поверхні теплообміну шляхом сильної турбулізації потоку. Тепер детальніше розглянемо основні види конструктивних інтенсифікаторів.

Оребрення поверхні – один з найпростіших та найпоширеніших способів покращення теплообміну. Метою зовнішнього оребрення є збільшення поверхні теплообміну. Оребрення стінки з великим термічним опором дозволяє збільшити поверхню контакту з теплоносієм, зменшити загальний тепловий опір теплопередачі і збільшити тепловий потік [10].

Теоретично оребрення збільшує теплопередачу в 7 – 9 разів, але якщо врахувати зміни коефіцієнта тепловіддачі і температури вздовж ребра цей показник може виявитись значно меншим [11].

Такий спосіб інтенсифікації має істотні недоліки. Одним з них є те, що при оребренні поверхні теплообмін інтенсифікується лише за рахунок збільшення поверхні теплопередачі.

Коефіцієнт тепловіддачі гладких труб, який омивається потоком газу, вищий порівняно з оребреними трубами, а компактність – навпаки. Тому питома тепловіддача, віднесена до 1 м^3 об'єму теплообмінника, в оребрених пучках вища, ніж в гладкотрубних пучках. Разом з тим нижчий коефіцієнт тепловіддачі ребристих пучків в газовому потоці, в порівнянні з гладкотрубними пучками показує, що з підвищенням компактності оребрених поверхонь основною проблемою стає підвищення їх коефіцієнта тепловіддачі [12].

Суттєвим недоліком також є те, що не вся оребрена поверхня бере участь у процесі теплообміну (рис. 1.6). Темна смуга біля передньої межі

ребра є наслідком відриву потоку від його гострої вхідної крайки [13]. Як видно з рисунка, частина труби не бере участі у теплообміні. Тому більш доцільно здійснювати оребрення не всієї поверхні, а лише бокових частин.



Рис. 1.6. Течія на ребрі [13]

Також варто відзначити, що тепловіддача по поверхні ребристої труби істотно нерівномірна, причому біля вершини ребра її рівень значно вищий, ніж біля основи. Остання обставина пов'язана з наявністю біля основи ребра товщого примежового шару [14].

Існує ще один спосіб інтенсифікації теплообміну – профілювання труб. Суть цього методу полягає у використанні труб різних перерізів (рис. 1.7).



Рис. 1.7. Профілі труб: а) плоско-овальні; б) краплеподібні; в) круглі [15]

Варто розглянути способи пристінної інтенсифікації теплообміну. Ці способи мають суттєву перевагу [16] – високу енергетичну ефективність за рахунок турбулізації лише пристінної області течії. Потік турбулізується там, де має місце максимальний поперечний градієнт температури. В результаті чого витрати енергії на прокачування теплоносія значно скорочуються в порівнянні з витратами при турбулізації усього потоку.

Пристінні інтенсифікатори теплообміну можуть мати різне конструктивне виконання, це – циліндричні, сферичні, призматичні та ін.

виступи і заглиблення з поперечним, поздовжнім, нормальним або похилим положенням на теплообмінній поверхні. Однак принципи функціонування у них однакові та засновані на створенні дискретно розташованих на поверхні локальних зон відриву примежового шару. Ці відривні пристінні течії сприяють збільшенню ступеня турбулентності примежового шару. В результаті збільшується тепловий потік по нормалі до поверхні стінки [17].

Одним з методів пристінної інтенсифікації є метод, який заснований на нанесенні дрібної шорсткості на поверхню труб. Це дозволяє в 1,5 і більше разів зменшити масу і габарити трубного пучка при заданій тепловій потужності та гідравлічних втратах [17]. Суть інтенсифікації теплообміну за допомогою застосування шорстких поверхонь полягає в руйнуванні елементами шорсткості вузького підшару при турбулентному русі, а також у підвищенні нестійкості примежового шару, внаслідок чого при інших рівних умовах перехід з ламінарної течії в турбулентну на шорсткій поверхні настає при меншому Re , ніж на гладкій.

В результаті часткового руйнування ламінарного примежового шару елементами шорсткості початок його переходу в турбулентний зміщується в бік лобової критичної точки з $\varphi \sim 90^\circ$ до 60° при $Re \sim 2 \cdot 10^5$. Зростання інтенсивності теплообміну в шахових пучках труб з $s_1 \times s_2 = 1,25 \times 1,25$ за рахунок нанесення шорсткості показаний на рисунку 1.8 [4].

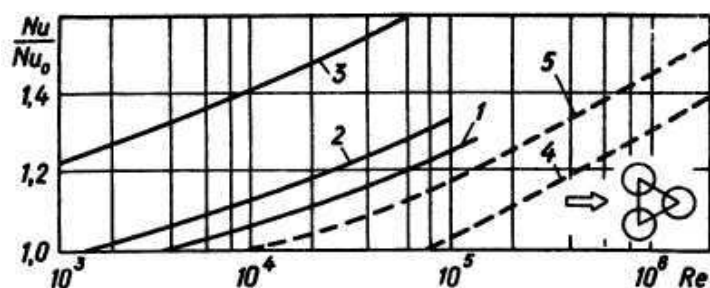


Рис. 1.8. Вплив шорсткості на інтенсивність теплообміну в шахових пучках труб

1 – $h/D_0 = 6,7 \cdot 10^{-3}$ (олія), 2 – $h/D_0 = 15 \cdot 10^{-3}$ (олія), 3 – $h/D_0 = 40 \cdot 10^{-3}$ (олія);

4 – $h/D_0 = 10^{-3}$ (повітря), 5 – $h/D_0 = 8 \cdot 10^{-3}$ (повітря)

Застосовуються також заглиблення, які розглянуті в пункті 1.5.

1.4. Заглиблення на поверхні. Фізика інтенсифікації

Використання заглиблень в якості інтенсифікаторів теплообміну привернуло до себе увагу тим, що було відмічено, що спортивні снаряди, які мають на своїй поверхні елементи шорсткості у вигляді канавок, траншей, заглиблень різної форми мають тенденцію пролітати більшу відстань. У першу чергу це відноситься до м'яча для гольфу.

Розглянемо докладніше аеродинаміку м'яча для гольфу з метою використання ефектів на його поверхні в теплообмінному обладнанні.

Оскільки м'яч для гольфу має форму кулі, то, відповідно, він має значний аеродинамічний опір. Повітря набігає на фронт кулі, створюючи високу притискну зону, і обтікає його з усіх сторін. Однак відрив потоку від поверхні кулі створює малий притискний слід. Комбінація високого тиску на фронті кулі з низьким тиском на задній частині – головне джерело опору кулі. Вирішенням проблеми стало нанесення заглиблень на поверхню кулі. У цьому випадку рух повітря в примежовому шарі турбулізується. Це призводить до утворення в потоці мікроколивань. Потік краще відстежує кривизну профілю кулі, тобто відрив потоку настає досить пізно (рис. 1.9 а [17]). Довший рух потоку навколо кулі перед відривом створює набагато менший слід і значно зменшує опір (у 2 рази) [17]. Єдине, що необхідно підкреслити, це те, що підйомну силу створює обертання м'яча в польоті, а заглиблення можуть тільки посилити її, але не створити (рис. 1.9 б [17]).

На рисунку 1.10 [17] показані залежності підйомної сили і аеродинамічного опору м'яча для гольфу від швидкості польоту і наявності на поверхні сферичних заглиблень. Видно, що наявність заглиблень підвищує підйомну силу і зменшує аеродинамічний опір м'яча.

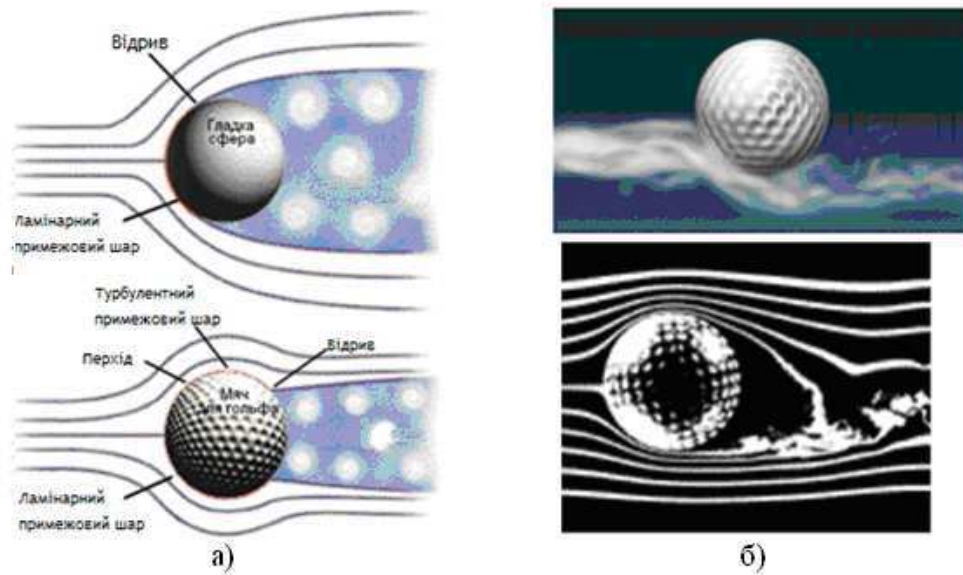


Рис. 1.9. Обтікання м'яча для гольфу

а – обтікання нерухомих гладкого м'яча і м'яча із заглибленнями;

б – обтікання м'яча із заглибленнями, який обертається

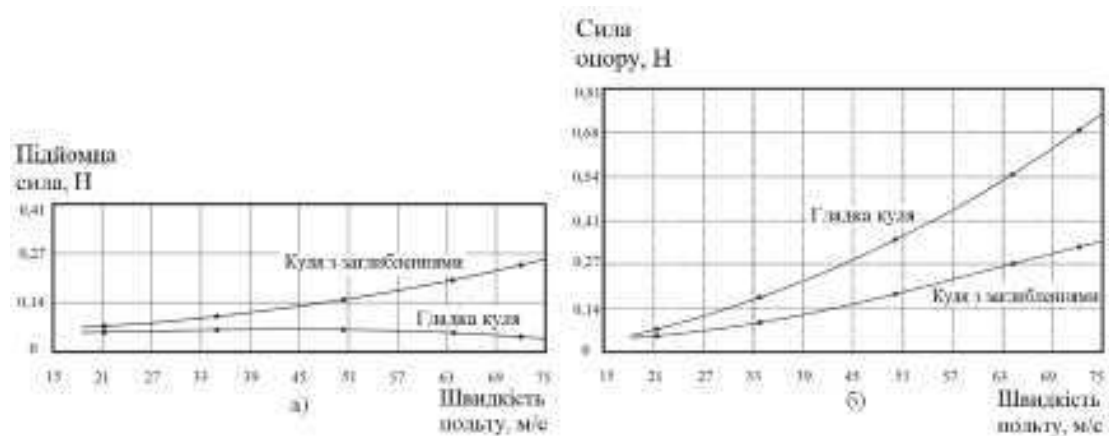


Рис. 1.10. Залежність а) – підйомної сили і б) – аеродинамічного опору м'яча для гольфу від швидкості польоту і наявності на поверхні сферичних заглиблень

Авторами роботи [18] було визначено, що найбільш ефективною формою заглиблення є шестикутна форма. Покращення аеродинамічних властивостей м'яча з шестикутними заглибленнями означає, що при одних і тих самих умовах запуску, м'яч пролітає довшу відстань, ніж його аналог з круглими заглибленнями.

Розглянемо особливості течії у заглибленні. При обтіканні поверхні з заглибленням спостерігаються наступні картини течії. При малих швидкостях течія має дифузорно-конфузорний характер. Лінії течії, що проходять поруч з заглибленням, викривляються у бік заглиблення. При збільшенні швидкості потоку біля вхідної кромки заглиблення потік відривається, утворює зону рециркуляції (SZ) і згодом приєднується до дна заглиблення (рис. 1.11), тип течії N [19]. В даному випадку інтенсифікація теплообміну, викликана перебудовою профілю швидкості в заглибленні, у порівнянні з теплообміном на плоскій поверхні не перевищує 20%.

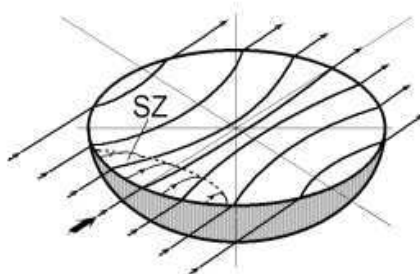


Рис. 1.11. Дифузорно-конфузорний режим обтікання заглиблення (тип течії N; SZ - зона рециркуляції)

При подальшому збільшенні швидкості потоку в заглибленні утворюється підковоподібний вихор, кінці якого спираються на бічні стінки заглиблення з двох сторін площини симетрії заглиблення (рис 1.12) [20]. У проекції на площину стінки, на якій утворено заглиблення, спостерігається пара симетричних вихорів. З ростом швидкості потоку об'єм вихору збільшується, він утворює деяке "гідродинамічне тіло", що виступає з заглиблення. Примежовий шар над заглибленням періодично згортається, відривається і перетворюється на доріжку Кармана, при збільшенні швидкості частота зриву вихорів зростає.

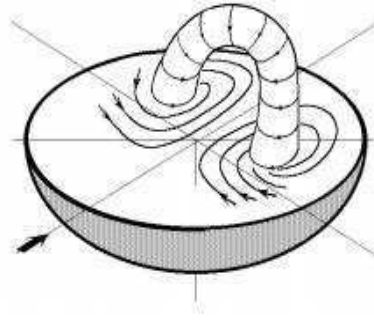


Рис. 1.12. Підковоподібний вихор в заглибленні (тип течії HS)

Та, зрештою, при ще більшій швидкості підковоподібний вихор "не поміщається" в заглибленні, один з його кінців піднімається над заглибленням і "шукає" можливості зафіксуватися на верхній стінці каналу. Його верхня частина зноситься потоком за течією (рис. 1.13) [21]. Положення вихору нестійке і його нижній кінець може переміщатись з лівої частини заглиблення в праву і навпаки.

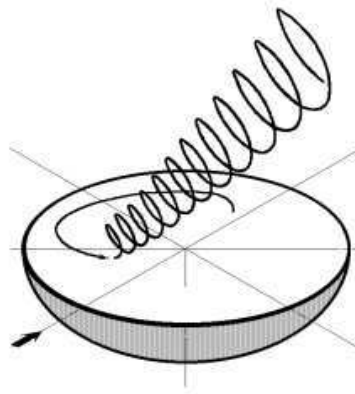


Рис. 1.13. Стовпоподібний вихор в заглибленні (тип течії R)

Середовище з основного потоку надходить в заглиблення близько передньої кромки, одноразово омиває його поверхню, прямуючи до основи смерчеподібного вихору, а потім майже повністю виноситься в зовнішній потік. Крім порівняно повільних переміщень з однієї половини заглиблення в іншу, смерч коливається з високою частотою перпендикулярно до своєї поздовжньої осі. Шар над заглибленням з частиною смерчеподібного вихору

відривається і утворює вихрову доріжку, частота пульсацій f в якій залежить від швидкості w_∞ і турбулентності основного потоку. Основний внесок у збільшення теплообміну вносить зона за заглибленням. Після появи смерчеподібного вихору гідравлічний опір зростає, і теплогідравлічні характеристики поверхні з заглибленнями погіршуються [22].

З точки зору внутрішньої структури потоку, заглиблення сферичної форми можна класифікувати як: а) дрібні ($h/d \leq 0,1$), б) глибокі ($h/d > 0,2$) і в) проміжної глибини ($h/d = 0,1 \dots 0,2$). У дрібних заглибленнях не виникає відриву потоку, на увігнутій поверхні заглиблення генеруються вихори Гертлера і доріжка Кармана за ним. Пульсуючий вихор не виникає у заглибленні з $h/d < 0,13$. У заглибленнях з $h/d > 0,15$ слабо пульсуючий вихор виникає при $Re_{fd} \approx 4000$, який трансформується в стійку вихрову структуру при $Re_{fd} \approx 5500$. Для проміжних і глибоких заглиблень доріжка Кармана за заглибленням виникає при $Re_{fd} = 600 \dots 800$, а парний вихор всередині заглиблення - в інтервалі $Re_{fd} = 1000 \dots 3200$. У проміжному заглибленні ($h/D = 0,13$) парний вихор може існувати аж до значень $Re_{fd} = 100000$ [23].

Розглянувши течію в одиночному заглибленні, варто визначити як зміниться її характер за умов наявності системи таких заглиблень. Система заглиблень призводить до нелінійної взаємодії окремих вихорів [24]. Для шахового або коридорного розташування кожне заглиблення генерує пульсуючі вихрові структури, які взаємодіють з декількома сусідніми заглибленнями, як в поперечному, так і в поздовжньому напрямку. У свою чергу, заглиблення, яке знаходиться нижче, взаємодіє з іншими заглибленнями, і так далі. Так як ці взаємодії відбуваються зі зворотним зв'язком, то це призводить до формування специфічної вихрової структури («гри вихорів»). Взаємодія вихорів, що генеруються системою заглиблень, являє собою не хаотичну групу вихорів, а «самоорганізовані» вихрові структури, які взаємно координують свою поведінку. Специфічна вихрова структура, тривимірна і нестационарна завихреність, мала висота вихорів над

поверхнею з заглибленнями забезпечують високий рівень теплообміну і відносно низькі втрати тиску.

Вимірювання, виконані в [25], не виявили відмінності в рівні теплообміну як всередині одиночного заглиблення, так і в заглибленні, розташованому навколо інших заглиблень. Так як теплообмін всередині заглиблення нижчий, ніж на плоскій пластині, то для системи заглиблень на поверхні загальна інтенсифікація зумовлена більш високим рівнем теплообміну близько поверхонь, не зайнятих заглибленнями, а самі заглиблення грають роль генераторів вихорів.

На рисунку 1.14 показана осереднена в часі тривимірна вихрова структура потоку біля заглиблення, заснована на миттєвих картинах течії.

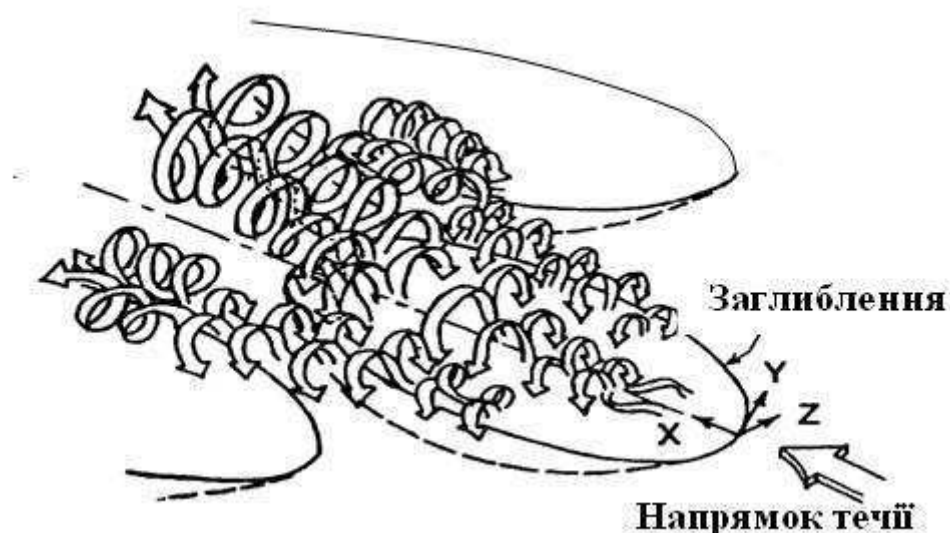


Рис. 1.14. Осереднена в часі картина вихрових структур біля заглиблення [26]

$Re_{fd}=2500$; 10-ий ряд; $h/d=0,5$.

Таким чином, основний ефект інтенсифікації теплообміну для заглиблень на гладкій поверхні обумовлений нестійкістю течії і впливом тривимірних нестационарних вихрових структур на неструктуровані (плоскі) проміжки між заглибленнями [23].

1.5. Труби із заглибленнями

Як було сказано вище, нанесення заглиблень на поверхню теплообміну стає причиною генерації об'ємно-вихрових флуктуацій потоку за заглибленнями і, як наслідок, внесення додаткової кінетичної енергії в примежовий шар, що сприяє покращенню його стійкості або «активації» ламінарно-турбулентного переходу. Ці висновки матимуть практичну цінність, якщо спроектувати їх на конструктивні елементи теплообмінника. Зокрема розглянемо, наскільки доцільно наносити заглиблення на поверхню труби.

Одиночне заглиблення в вигляді сферичного сегменту, утворене на поверхні, генерує зону зниженого тиску всередині нього. Параметри зворотної течії всередині заглиблення фактично такі ж, як і для заглиблення на плоскій пластині. Згідно з отриманими результатами [27], пульсуючий вихор існує в обох випадках, але для досліджених умов не виявлено помітного впливу кривизни поверхні на частоту пульсацій вихору. Середній теплообмін у заглибленні на увігнутій стінці більший, ніж на плоскій пластині, а в заглибленні на опуклій стінці він нижчий, ніж на плоскій поверхні.

Формування поверхні циліндрів заглибленнями обумовлює певні особливості тепловіддачі. Застосування теплообмінних поверхонь у вигляді циліндрів з заглибленнями характеризується покращенням теплообміну. Збільшення тепловіддачі, викликане застосуванням заглиблень, супроводжується незначним зростанням гідравлічного опору [28].

Експерименти, виконані в роботі [29], показали, що "дрібні" сферичні заглиблення ($h/D=0,10$) на зовнішній поверхні одиночної труби при її поперечному обтіканні зміщують область відриву потоку в кормову область і зменшують критичне число Рейнольдса в порівнянні з випадком обтікання гладкої труби. Інші експерименти при поперечному обтіканні труби з

заглибленнями [30] також підтвердили зміщення точки відриву в кормову область труби, зменшення області зворотної течії і втрати тиску в діапазоні $Re_d=139000...360000$. В експериментах було також виявлено, що втрати тиску менші для "дрібних" заглиблень, а крива, що описує коефіцієнт опору в залежності від числа Рейнольдса, фактично така ж, як і у м'яча для гри в гольф [18].

В роботі [31] наведено результати експериментального дослідження особливостей обтікання і теплообміну циліндрів, які розміщені в однорядному пучку, при поперечному обтіканні потоком повітря. Поверхня досліджуваних циліндрів була формована симетричними і асиметричними заглибленнями, розташованими в коридорному і шаховому порядку. Результати дослідження показали, що за циліндром з заглибленнями на поверхні зона відриву потоку істотно менша, ніж при обтіканні гладкого циліндра. Число Струхаля, що характеризує нестационарні флуктуації потоку в зоні відриву потоку, змінювалося від 0,21 до 0,96. Симетричні заглиблення більш ефективно зменшують зону зворотної течії, найменша – виявлена за трубою з симетричними заглибленнями діаметром 1,0 мм і відносною глибиною 0,68 і трубою з симетричними заглибленнями діаметром 3,0 мм і відносною глибиною 0,06. На відміну від гладкого циліндра ширина зони відриву потоку за трубою з заглибленнями змінюється по кривій з мінімумом в області $Re_{fd}=9000...28000$, причому при $Re_{fd}>40000...50000$ ширина зони відриву практично стабілізується. Для кожного типу заглиблення існує певне число Рейнольдса, при якому зона відриву потоку є мінімальною.

Порівняння деяких методів інтенсифікації було проведено в [32]. Авторами було визначено, що найкращі теплогідравлічні характеристики мають циліндри, які формовані асиметричними заглибленнями (рис. 1.15).

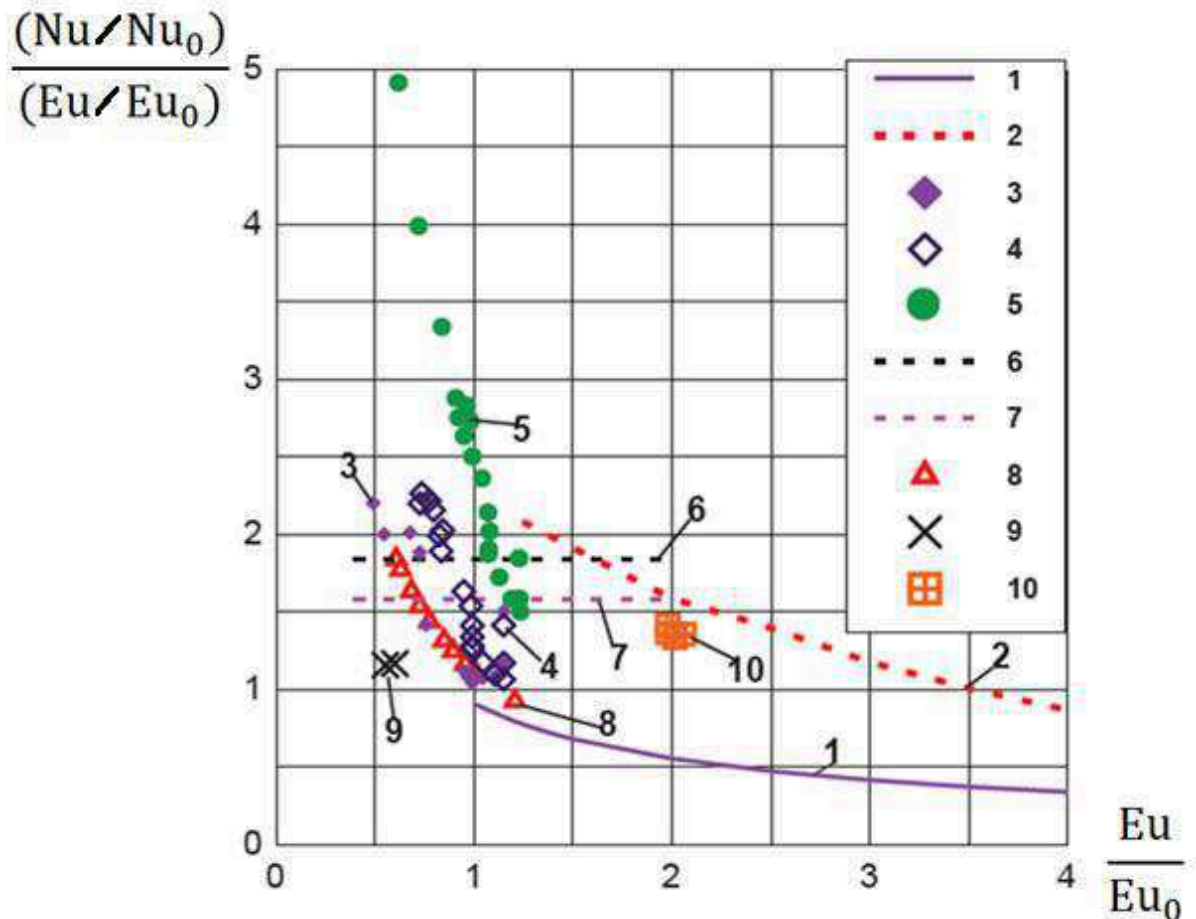


Рис. 1.15. Теплогідрравлічна ефективність інтенсифікаторів на циліндричних теплообмінних поверхнях

1 – плоска оребрена поверхня при великих числах Рейнольдса; 2 – плоска поверхня із заглибленнями у вигляді сферичних сегментів при малих числах Рейнольдса; 3 – циліндр з відносною шорсткістю поверхні $k/D=0.005$; 4 – циліндр з відносною шорсткістю поверхні $k/D=0.02$; 5 – циліндр з асиметричними заглибленнями з відносною глибиною $k/D=0.024$; 6 – циліндри з заглибленнями при $Re=6000$; 7 – циліндри з заглибленнями при $Re=1000$; 8 – пучок труб з однаковими по довжині циліндричними ділянками з різними діаметрами, що чергуються; 9 – еліптичний циліндр; 10 – чергуються пучок труб зі спіральними ребрами

Автори [32] показали, що циліндри, поверхня яких формована дрібними (неглибокими) заглибленнями, мають знижений коефіцієнт

гідравлічного опору в порівнянні з гладкими циліндрами. Максимальна різниця між коефіцієнтами гідравлічного опору для гладких циліндрів і циліндрів з заглибленнями не перевищує 14%.

Авторами [33] було визначено, що при поперечному обтіканні пучків труб, поверхня яких формована заглибленнями, тепловіддача збільшилась на 15-20%, гідравлічний опір зменшився на 20%. Для коридорного пучка труб із заглибленнями спостерігається збільшення тепловіддачі у першому ряді та така ж тепловіддача у глибинних рядах при $Re=10^4$ і незначно більша при зростанні числа Рейнольдса в порівнянні з пучками гладких труб. В шаховому пучці труб, який формований заглибленнями, спостерігається вже більш суттєве збільшення тепловіддачі у глибинних рядах в порівнянні з пучками гладких труб. Збільшення тепловіддачі в даному випадку досягає 20%.

Порівняння цих даних і результатів дослідження тепловіддачі веде до важливого висновку про енергетичну вигідність використання заглиблень як інтенсифікаторів теплообміну. Таким чином, показана можливість створення ефективних технологічних теплообмінних поверхонь.

1.6. Цілі та задачі

В ході літературного огляду визначено, що інтенсифікація теплообміну та підвищення енергетичної ефективності теплообмінних апаратів становлять великий науковий і практичний інтерес. Зменшення маси і габаритів теплообмінних апаратів є актуальною проблемою. Найбільш перспективний шлях вирішення цієї проблеми – інтенсифікація теплообміну.

Існують різні методи покращення теплообміну. Найбільш поширеними є оребрення поверхні, нанесення пристінних інтенсифікаторів, використання труб різного профілю, різноманітні режимні методи.

Як показав літературний огляд, найбільш перспективними методом інтенсифікації є використання пристінних інтенсифікаторів, які можуть бути виконані у вигляді циліндричних, сферичних, призматичних та ін. виступів і заглиблень. Сутність цього методу полягає у руйнуванні вузького підшару в турбулентному примежовому шарі, що виникає на поверхні і перешкоджає передачі теплоти між потоком і поверхнею.

Було встановлено, що при нанесенні заглиблення на поверхню циліндра спостерігається зміщення точки відриву в кормову область труби та зменшення області зворотної течії і втрати тиску в діапазоні $Re_{fd}=139000...360000$. Визначено, що при поперечному обтіканні пучків труб, поверхня яких формована заглибленнями, тепловіддача збільшилась на 15-20% в порівнянні з пучками гладких труб.

Аналіз науково-технічної літератури довів, що, формування поверхні пучків труб заглибленнями являє собою науковий інтерес. Тому доцільно детальніше дослідити теплогідравлічні характеристики труб формованих заглибленнями шляхом проведення ряду досліджень. Також великий науковий інтерес представляє розробка методів розрахунку фізичної структури потоку, який обтікає пучки труб з заглибленнями, в сучасних програмних пакетах.

На основі проведеного огляду поставлена основна мета роботи: визначення закономірностей теплообміну і гідравлічного опору першого ряду пучка труб з циліндричними заглибленнями на зовнішній поверхні. Обраний комплекс методів дослідження, який складається з експериментального дослідження та числового моделювання. Для дослідження обрано перехідний режим течії, який являє собою найбільший науковий/практичний інтерес. На першому етапі дослідження обрано перший ряд пучка труб.

Для досягнення вказаної мети поставленні наступні задачі:

- ознайомитись з експериментальним стендом, робочою ділянкою для дослідження середнього теплообміну й гідравлічного опору, які оснащені системою вимірювань;
- вивчити методику розрахунку середнього теплообміну й гідравлічного опору;
- виконати експериментальне дослідження теплообміну і гідравлічного опору в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_{fd}=4000\dots 18000$;
- узагальнити отримані результати, порівнявши експериментально отримані значення теплообміну та гідравлічного опору з цими ж характеристиками для аналогічно пучка гладких труб;
- визначити теплогідравлічну ефективність використання пучків труб із сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні;
- вивчити процеси термогазодинаміки циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній поверхні на основі числового (комп'ютерного) моделювання; визначити модель турбулентності, яка дає найбільш адекватні результати; визначити основні чинники і залежності, що характеризують інтенсифікацію теплообміну.

РОЗДІЛ 3

ТЕРМОГАЗОДИНАМІКА ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

3.1. Результати досліджень

При проведенні дослідів з дослідження гідравлічного опору і теплообміну при поперечному обтіканні потоком повітря трубчастих поверхонь використовувалися трубки із зовнішнім діаметром 22 мм, які розташовувались у шаховому порядку в п'яти рядах (рис. 2.1). Відносний поперечний крок труб s_1/d становив 1,7, а відносний повздовжній крок труб s_2/d – 1,2. Діапазон чисел Рейнольдса в міжтрубному просторі становив $Re_{fd}=4000...18000$, що відповідає перехідному режиму течії. В ході узагальнення використовувалося значення площі гладкої труби. Експерименти та обробка отриманих експериментальних даних проводилися відповідно до методик, описаних у пункті 2.5.

На рисунку 3.1 показані експериментально отримані значення теплообміну в порівнянні з літературними даними для гладких труб [4].

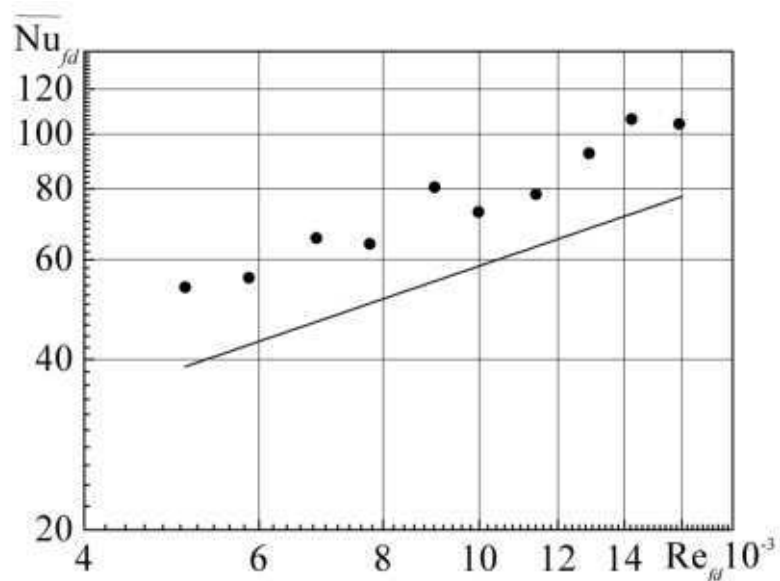


Рис. 3.1. Середній теплообмін першого ряду пучка труб формованих заглибленнями та пучка гладких труб: лінія – літературні дані [4]; символи – результати експериментів

В результаті досліджень першого ряду пучка труб, формованих сферичними заглибленнями, було визначено, що середній теплообмін (число Нуссельта) зріс в порівнянні з пучком гладких труб на 35%, що перевищує значення середнього теплообміну, які отримані авторами [33].

Як видно з рисунка 3.1 отримані експериментальні дані для середнього теплообміну (число Нуссельта) практично паралельні даним для середнього теплообміну гладкої труби. Це свідчить про те, що нанесення заглиблень на поверхню труб не вплинуло на режим течії – досліджуваному діапазону чисел Рейнольдса відповідає перехідний режим течії як для гладких труб, так і для досліджуваних труб з заглибленнями. Також паралельність отриманих значень середнього теплообміну та даних літературних джерел [4] свідчить про однакове значення фактора інтенсифікації теплообміну для досліджуваного діапазону чисел Рейнольдса.

На рисунку 3.2 показані експериментально отримані значення гідравлічного опору в порівнянні з літературними даними для гладких труб [4].

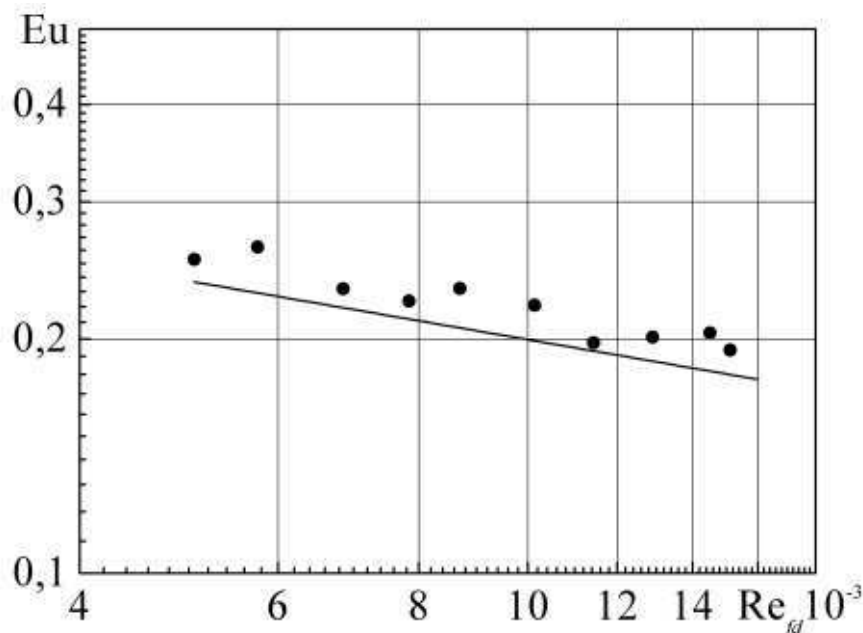


Рис. 3.2. Гідравлічний опір пучка труб формованих заглибленнями та пучка гладких труб: лінія – літературні дані [4]; символи – результати експериментів

В результаті експериментальних досліджень першого ряду пучка труб формованих сферичними заглибленнями, було визначено, що гідравлічний опір (число Ейлера) зріс на 10% що перевищує значення гідравлічного опору, отримані авторами [33].

Як видно з рисунка, отримані експериментальні дані для гідравлічного опору (число Ейлера) та дані для гідравлічного гладкої труби практично паралельні один одному. Це свідчить про однакове для дослідженого типу труб та для гладких труб значення фактора гідравлічного опору та про однаковий режим течії (перехідний) при обтіканні труб з заглибленнями та гладких труб у досліджуваному діапазоні чисел Рейнольдса.

Отже, внаслідок експериментального дослідження теромгазодинамічних характеристик першого ряду пучка труб, встановлено, що нанесення сферичних заглиблень на зовнішню сторону труб спричинило збільшення середнього теплообміну на 35% та гідравлічного опору – на 10%. Таким чином, фактор аналогії Рейнольдса складає 1,23, що свідчить про випереджувальний характер процесів теплообміну відносно гідравлічного опору.

3.2. Числове моделювання

Дослідження середнього теплообміну та гідравлічного опору показало, що процес має складний характер. Для пояснення причин інтенсифікації та вибору адекватної моделі турбулентності було проведено числове моделювання потоку.

3.2.1. Математична модель

Моделювання турбулентних течій являє собою складну і практично важливу задачу. З одного боку, в більшості випадків, течії, що мають практичний інтерес, є турбулентними. З іншого боку, пряме числове вирішення рівнянь Нав'є-Стокса практично неможливе на доступних комп'ютерах.

Для розрахунків турбулентних течій найчастіше використовується метод усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS) з замиканням за допомогою напівемпіричних моделей турбулентності. Це обумовлено тим, що даний підхід дозволяє досить точно передбачати осереднені характеристики турбулентної взаємодії та аеродинамічні параметри досліджуваної конфігурації при відносно невеликих обчислювальних витратах [37].

Метод RANS полягає в заміні характеристик потоку, які змінюються випадково, сумами осереднених і пульсаційних складових. У разі стаціонарної течії нестисливої ньютонівської рідини рівняння Рейнольдса записуються у вигляді:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (3.1)$$

Ліва частина рівняння (нестационарний член) описує зміну кількості руху рідкого об'єму, внаслідок зміни в часі осередненої складової швидкості. Ця зміна компенсується осередненими зовнішніми силами $\rho \bar{f}_i$, осередненими силами тиску $-p \delta_{ij}$, силами в'язкості $\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$. Крім того, в праву частину входять напруги Рейнольдса $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$, що враховують додаткові втрати і перерозподіл енергії в турбулентному потоці (порівняно з ламінарним потоком) [38].

Система рівнянь Рейнольдса містить шість невідомих і виявляється незамкненою, у зв'язку з чим для її вирішення доводиться залучати додаткову інформацію. Цю інформацію надають напівемпіричні моделі турбулентності.

Моделі, що використовують гіпотезу Буссінеска (лінійні моделі, EVM) зазвичай класифікуються за кількістю диференціальних рівнянь переносу:

- алгебраїчні моделі – не містять диференціальних рівнянь переносу, базуються на моделі Прандтля $\mu_t = \rho l_{mix}^2 \frac{\partial U}{\partial y}$: модель шляху змішування

Прандтля, модель Шебеші-Сміта, модель Болдуїна-Ломакса та ін.;

- моделі з одним диференціальним рівнянням – містять одне диференціальне рівняння переносу, використовують нелокальні характеристики, такі як товщина примежового шару, тертя на стінці і т.п, існує необхідність застосування додаткового масштабу: модель Спалларта-Аллмареса SA, модель Секундова $\nu t-92$ та ін.;

- моделі з двома диференціальними рівняннями – містять два диференціальних рівняння переносу, для опису турбулентності необхідно два масштаби: енергія турбулентності, дисипація турбулентності: моделі типу $k-\omega$, моделі типу $k-\varepsilon$, модель Ментера SST та ін.;

Моделі рейнольдсових напружень (нелінійні моделі):

- диференціальні моделі рейнольдсових напружень (DRSM) – для кожної з 6 незалежних компонент тензора рейнольдсових напружень вирішується диференціальне рівняння. Для замикання цієї системи необхідно додати ще одне рівняння для ε або ω ;

- алгебраїчні моделі рейнольдсових напружень (ARSM) – алгебраїчні зв'язки між рейнольдсовими напруженнями і усередненими параметрами потоку. Необхідно отримати масштаби турбулентності;

- явні алгебраїчні моделі рейнольдсових напружень (EARSM) – алгебраїчні зв'язки вирішуються відносно рейнольдсових напружень [39].

Однією з найпоширеніших моделей турбулентності є модель Ментера SST. Це – гібридна модель. У пристінній області використовується $k-\omega$ модель, яка забезпечує правильний опис пристінної турбулентності. У зовнішньому потоці використовується $k-\varepsilon$ модель, яка добре прогнозує властивості вільних зсувних течій. Використовується формула Бредшоу в середині примежового шару $\overline{u'v'} = 0,31k$. Вдалою модифікацією цієї моделі турбулентності стала SST TT модель.

SST TT модель – модель зсувних напружень в поєднанні з γ - Re_θ моделлю являється ефективним методом моделювання перехідних режимів течії. Рівняння переносу для перервності γ та числа Рейнольдса, визначеного за товщиною втрати імпульсу, Re_θ визначаються наступними рівняннями:

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial x_i} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_f} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_i} \right] \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho Re_{\theta t})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i Re_{\theta t})}{\partial x_i} = P_{\theta t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\sigma_{\theta t} (\mu + \mu_t) \frac{\partial Re_{\theta t}}{\partial x_i} \right] \quad (3.3)$$

Тут $P_{\gamma 1}$ та $E_{\gamma 1}$ джерела генерації, $P_{\gamma 2}$ та $E_{\gamma 2}$ – джерела дисипації, $P_{\theta t}$ – джерела генерації чисел Рейнольда, визначених за товщиною втрати імпульсу. Перервність використовується для застосування меж генерації кінетичної енергії турбулентності після точки переходу. Перехідне число Рейнольда, визначене за товщиною втрати імпульсу, враховує емпіричні кореляції та вплив кінетичної енергії турбулентності та градієнту тиску у ядрі потоку [40].

3.2.2. Умови однозначності

Числове моделювання процесів теплообміну циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній поверхні проводилися в комерційному пакеті ANSYS CFX. Розрахунки проводилися для чисел Рейнольдса, які

відповідають швидкостям в незахарашеному перерізі рівним 5, 6,5 і 9 м/с при стаціонарному режимі течії.

В ході числового моделювання задавалися геометричні параметри, які були аналогічні фізичній моделі, але задавалась менша кількість труб, у зв'язку з симетричністю робочої ділянки. Це дозволило зменшити розрахункову область та, як наслідок, час виконання розрахунків комп'ютером.

Граничні умови задавалася таким чином: постійна швидкість потоку з температурою 22°C на вході і атмосферний тиск на виході, на поверхні досліджуваних труб задавалися граничні умови першого роду – $t=0^{\circ}\text{C}$, по інших сторонах каналу задавалися симетричні граничні умови (рис. 3.3).

Розрахунок припинявся при відсутності змін в п'ятому знаку основних параметрів між послідовними ітераціями.

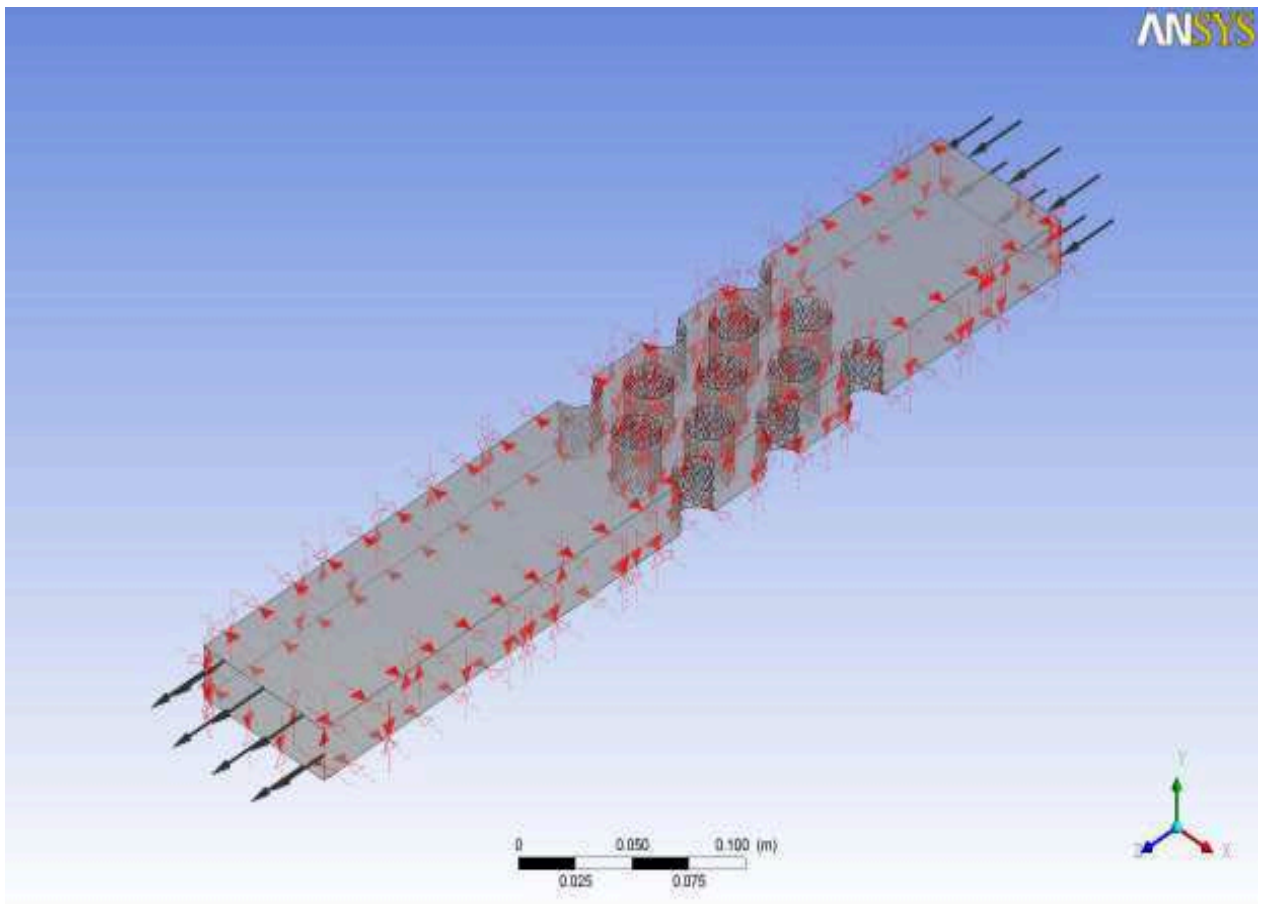


Рис. 3.3. Граничні умови

Дискретизація розрахункової області проводилась у вбудованому редакторі сіток ANSYS ICEM CFD. Вся розрахункова область розбивалась на тетраедри, а поблизу поверхні стінки створювалися трикутні призматичні шари, які дозволяють більш якісно описувати процеси, що відбуваються в примежовому шарі і в заглибленнях, тим самим, збільшуючи точність розрахунку (рис 3.4).

Основні параметри дискретизації розрахункової області число призматичних шарів – 25, висота першого шару 0,01 мм, фактор приросту 1,05. Максимальний розмір чарунки – 1 мм. Кількість елементів у моделі пучка труб складала 28 млн. Теплофізичні властивості повітря задавалися за допомогою емпіричних рівнянь.

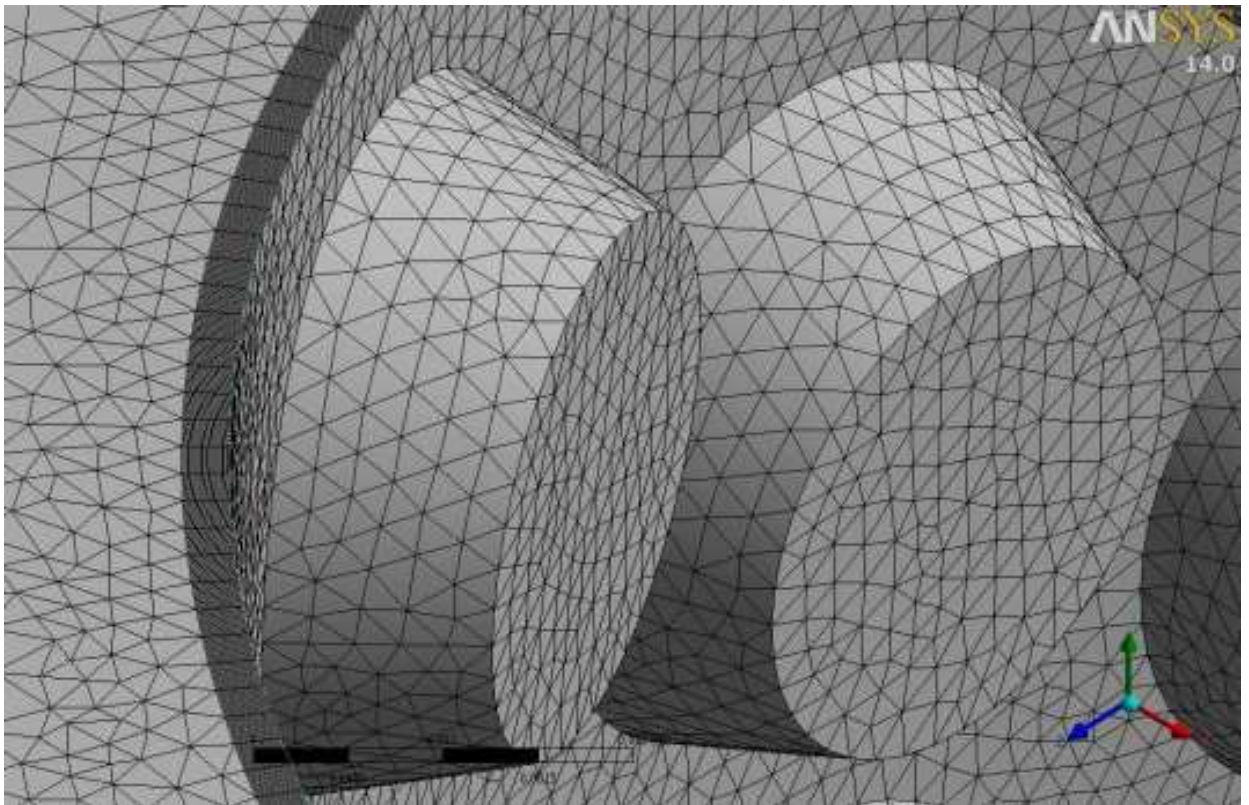


Рис. 3.4. Дискретизація розрахункової області

3.2.3. Перевірка адекватності моделей турбулентності

При дослідженні тестувалися чотири моделі турбулентності, які найчастіше використовуються при числовому моделюванні процесів теплообміну: RNG $k-\varepsilon$ – модель $k-\varepsilon$, удосконалена за допомогою теорії ренормалізаційних груп, SST модель Ментера; моделі напружень Рейнольдса – LRR та SSG. Результати розрахунків за допомогою вказаних моделей порівнювалися з даним фізичного експерименту, приведеними у пункті 3.1, з метою вибору найбільш адекватної моделі турбулентності.

На рисунку 3.5 приведені результати розрахунків з використанням вказаних моделей турбулентності в порівнянні з результатами фізичного експерименту.

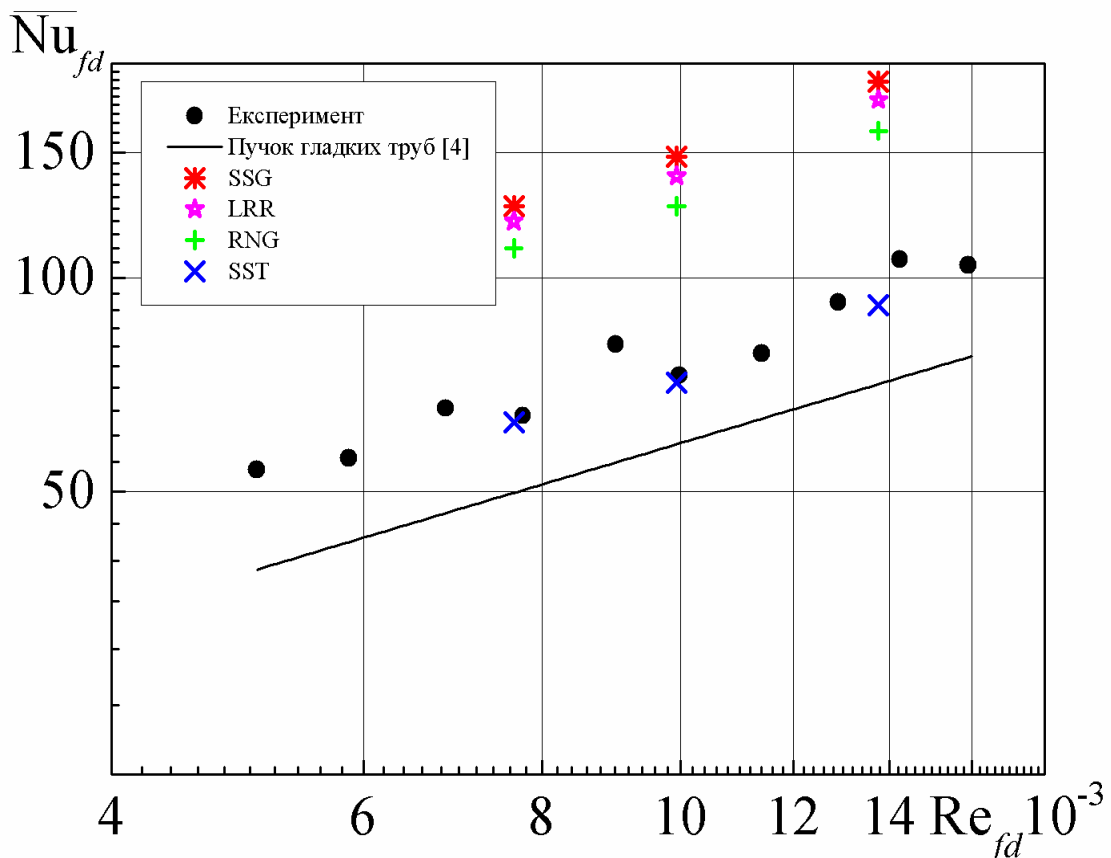


Рис. 3.5. Порівняння розрахунків з використанням різних моделей турбулентності

Як видно з рисунків, розрахунок з використанням моделі турбулентності SST TT найбільш точно відповідає характеру процесів теплообміну циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній поверхні в порівнянні з іншими використаними моделями. В наслідок чого, SST TT була обрана як модель турбулентності для дослідження течії через пучок труб, що показує найбільший збіг з розрахунковими даними.

3.2.4. Фізична структура потоку

В результаті числового моделювання процесів теплообміну при обтіканні першого ряду пучка труб з сферичними заглибленнями за допомогою програмного пакету ANSYS CFX з використанням моделі турбулентності SST TT, яка показала найбільш адекватні результати, отримана картина фізичної структури потоку, яка дозволяє встановити причини інтенсифікації. На рисунку 3.6 показане поле швидкостей потоку, який омиває перший ряд пучка труб з сферичними заглибленнями. Як видно з рисунка, точка відриву вихору зміщена униз за потоком в порівнянні з гладкою трубою, для якої точка відриву знаходиться під кутом 83° від лобової точки. Тобто нанесення заглиблень на поверхню циліндричної труби призводить до затягування появи зони зворотних течій.

На рисунку 3.7 показаний характер течії у першому (лобовому) заглибленні. При набіганні потоку під кутом 90° відбувається його зіткнення з поверхнею та гальмування. Як наслідок, з'являється зворотна течія та огинання потоком заглиблення біля зовнішнього краю. Тобто спостерігається типова картина набігання потоку на перешкоду.

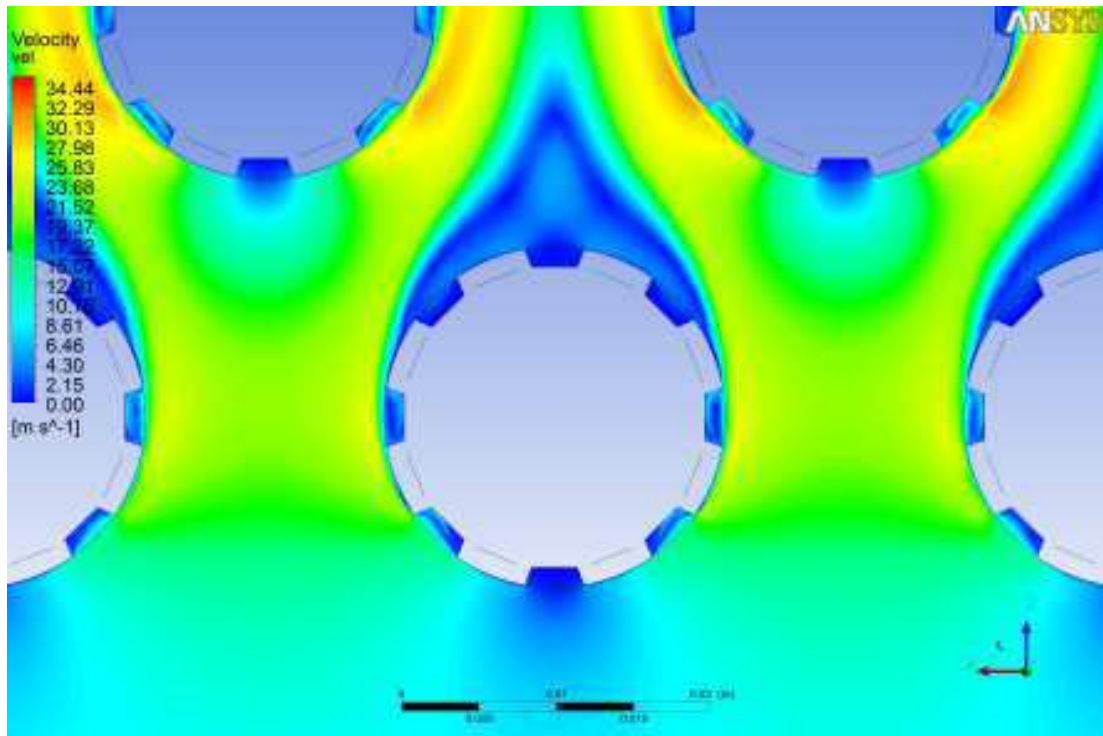


Рис.3.6. Поле швидкостей

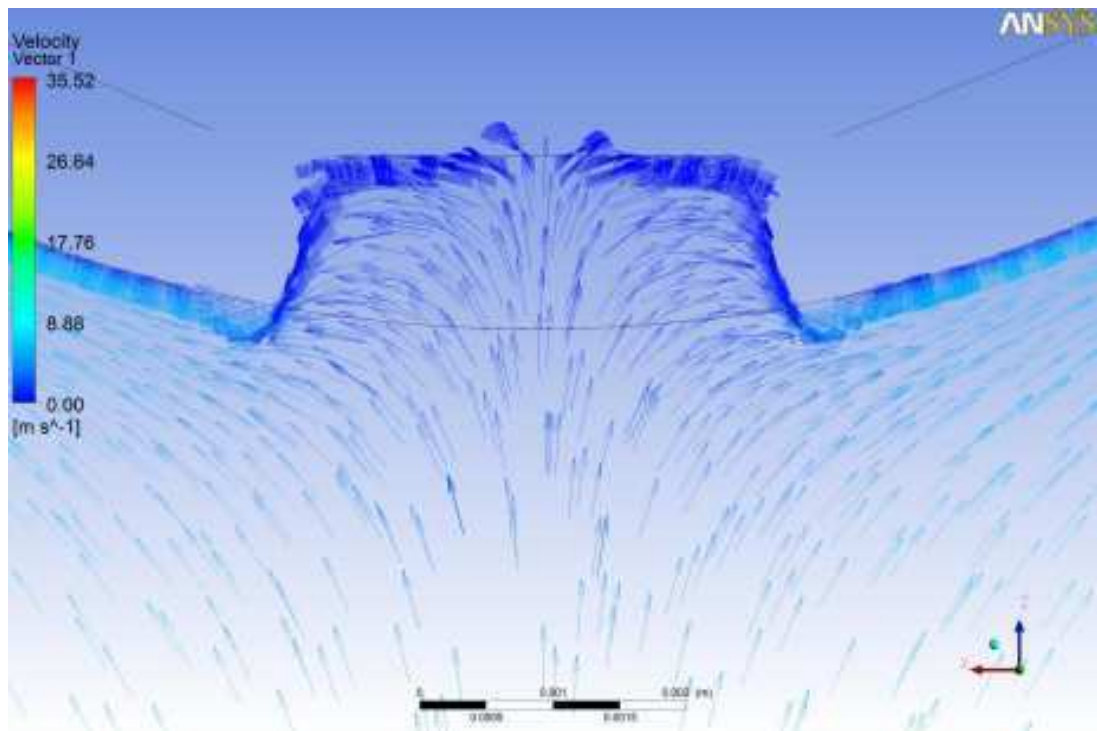


Рис. 3.7. Векторне поле швидкостей у першому (лобовому) заглибленні

На рисунку 3.8 показане векторне поле швидкостей у наступному заглибленні, де течія має інший характер. Тут спостерігається утворення

вихору у центральній та задній частинах заглиблення. Тоді як у передній частині спостерігається застійна зона, яка не бере участі в теплообміні. Цей недолік компенсується зривом вихору та його викидом з великою швидкістю за задньою частиною заглиблення.

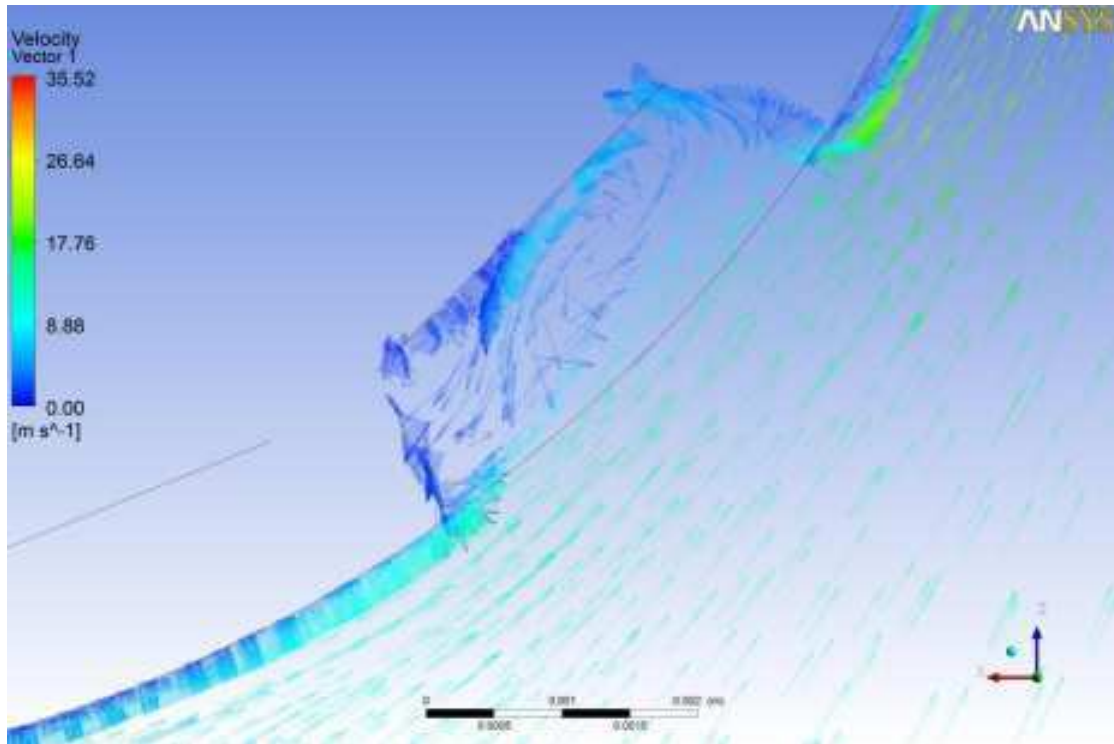


Рис. 3.8. Векторне поле швидкостей у другому заглибленні

На рисунку 3.9 представлений характер течії у третьому заглибленні. Тут практично відсутня зона застою, а вихор займає майже весь об'єм заглиблення. Так як і в попередньому заглибленні мають місце відрив вихору та його викид за заглибленням.

На рисунку 3.10 показане поле швидкостей у четвертому заглибленні. Основною особливістю цього заглиблення є те, що з нього починається зона відриву та зворотної течії. У задній частині заглиблення спостерігається наявність вихору, а весь об'єм заглиблення заповнений зворотнім потоком. Зона зворотної течії починається біля передньої частини заглиблення, де розташована точка відриву.

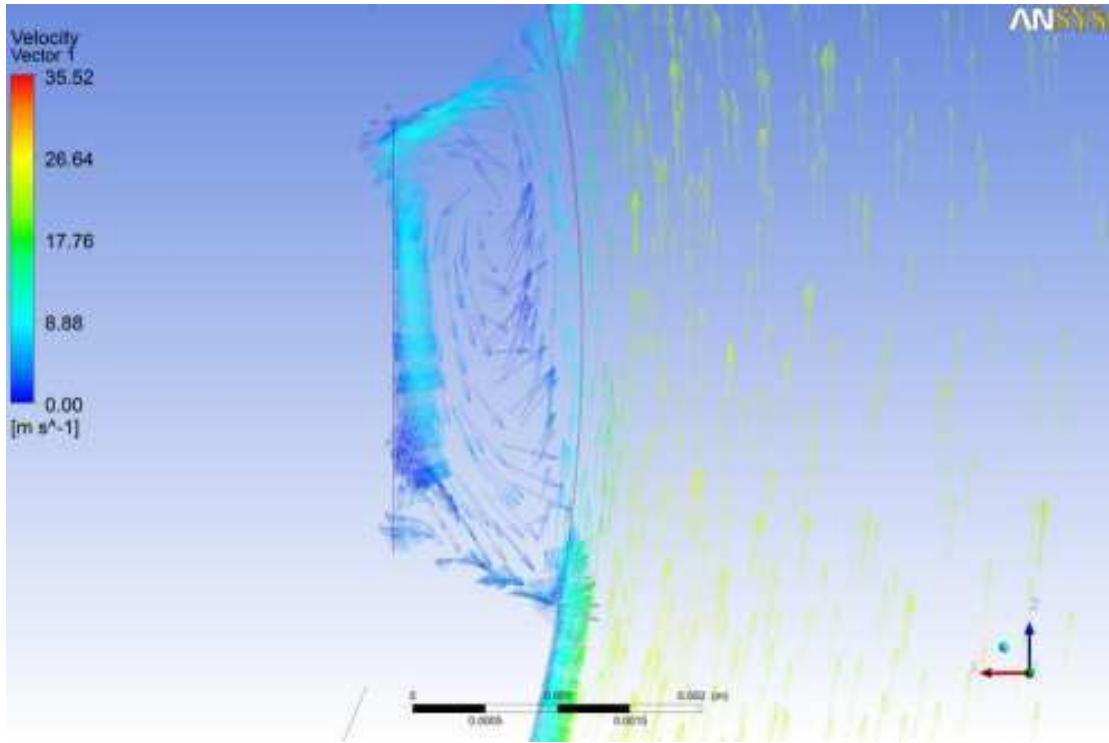


Рис. 3.9. Векторне поле швидкостей у третьому заглибленні

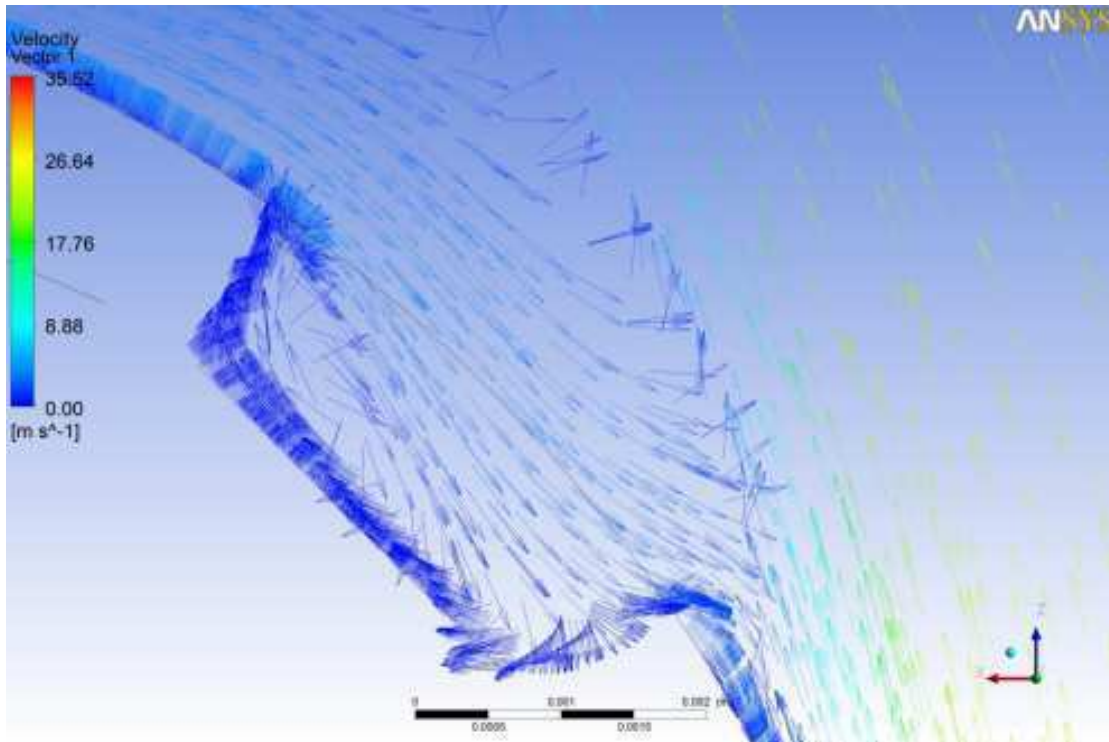


Рис. 3.10. Векторне поле швидкостей у четвертому заглибленні

На рисунку 3.11 показаний характер течії в п'ятому (кормовому) заглибленні. Це заглиблення повністю знаходиться у зворотних течій і не впливає на потік.

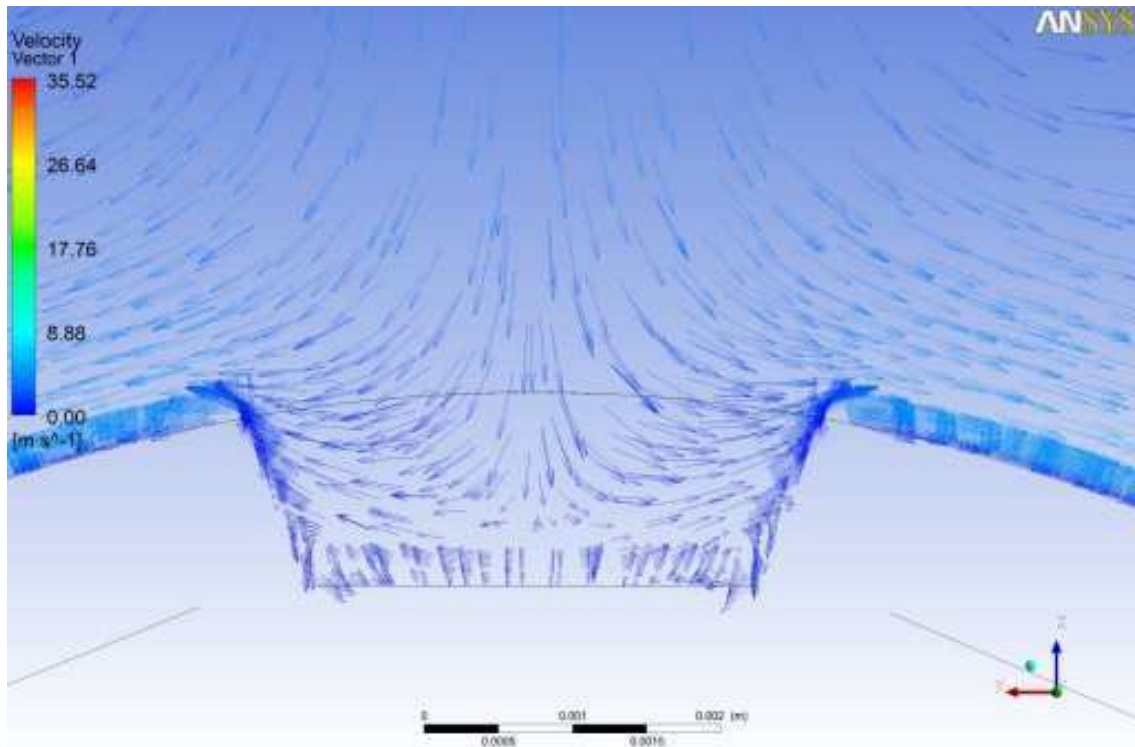


Рис. 3.11. Векторне поле швидкостей у п'ятому (кормовому) заглибленні

З аналізу цих рисунків можна зробити висновок, що заглиблення турбулізують примежовий шар. За рахунок цього відбувається затягування відриву вихору в кормову область, тому що кінетична енергія турбулентного потоку більша, ніж ламінарного за однакової швидкості.

Висновки до розділу

В процесі дослідження було розраховано значення теплообміну та гідравлічного опору у першому ряді пучка труб формованих заглибленнями в діапазоні чисел Рейнодса $Re_{fd}=4000\dots18000$, що відповідають перехідному режиму течії, який являє собою найбільший практичний інтерес. Встановлено, що нанесення сферичних заглиблень на зовнішню сторону труб

спричинило збільшення середнього теплообміну на 35% та гідравлічного опору – на 10%. Таким чином, фактор аналогії Рейнольдса складає 1,23, що свідчить про випереджувальний характер процесів теплообміну відносно гідравлічного опору.

Дослідження середнього теплообміну та гідравлічного опору показало, що процес має складний характер. Для пояснення причин інтенсифікації та вибору адекватної моделі турбулентності було проведено числове моделювання потоку.

Встановлено, що SST TT модель турбулентності показує найбільший збіг з фізичним експериментом в порівнянні з іншими розглянутими моделями. Тому вона була обрана як модель турбулентності для дослідження течії через пучок труб.

З аналізу отриманих рисунків векторних полів швидкостей, можна припустити, що причиною інтенсифікації є турбулізація заглибленнями примежового шару. Відбувається локальне руйнування (розділення) примежового шару в заглибленнях, внаслідок чого, зменшується термічний опір. Також позитивно впливають на теплообмін локальне вихроутворення та утворення більш широкої кормової зони відриву.

ВИСНОВКИ

Проведені експериментальні дослідження в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_{fd}=4000...18000$ щодо визначення закономірностей теплообміну і гідравлічного опору першого ряду пучка труб з сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні. В результаті дослідження були отримані наступні результати:

1. Для дослідженого типу поверхні середній теплообмін першого ряду пучка труб на 35% більший ніж середній теплообмін першого ряду пучка гладких труб. В свою чергу, гідравлічний опір більший лише на 10% ніж гідравлічний опір пучка гладких труб.

2. Теплогідравлічна ефективність становить 1,23, що свідчить про випереджаючий ріст теплообміну над гідравлічним опором.

3. Числове моделювання та порівняння отриманих результатів з фізичним експериментом показало, що при описі теплообміну SST модель турбулентності дозволяє найбільш адекватно описати термогазодинаміку циліндричних поверхонь з заглибленнями на зовнішній стороні.

4. З аналізу отриманих рисунків векторних полів швидкостей, можна припустити, що причиною інтенсифікації є турбулізація заглибленнями примежового шару. Відбувається локальне руйнування (розділення) примежового шару в заглибленнях, внаслідок чого, зменшується термічний опір. Також позитивно впливають на теплообмін локальне вихроутворення та утворення більш широкої кормової зони відриву.

5. Результати досліджень показують перспективність даного напрямку наукових досліджень. Подальші дослідження проводитимуться для глибинних рядів пучка труб з сферичними заглибленнями на зовнішній поверхні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ляндзберг А.Р. Вихревые теплообменники и конденсация в закрученном потоке. / А.Р. Ляндзберг, А.С. Латкин, – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2004 – 149 с
2. Голубков Б.Н. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий: учебник для техникумов / Б.Н. Голубков, О.Л. Данилов, Л.В. Зосимовский. [и др.]; под ред. Б.Н. Голубкова – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1979. – 544с.
3. Жукаускас А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. / А.А. Жукаускас, В. И. Макарявичус, А.А. Шланчаускас – Вильнюс: Минтис, 1968. – 189 с.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: учебник для вузов. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова., А.С. Сукомел – Изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
5. Жукаускас А.А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. / А.А. Жукаускас, И. Жюгжда – Вильнюс: Мокслас., 1979. – 240 с.
6. Жукаускас А.А. Теплопередача при поперечном омывании цилиндра – В кн.: Теплопередача и тепловое моделирование.– М.: Изд. АН СССР, 1959. – С. 201-212.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи. / М.А. Михеев, И.М. Михеева – Издание второе. Стереотипное. – М.: Энергия, 1977. – 343с.
8. Кузнецов Н.В. Тепловой расчет котельных агрегатов: Нормативный метод. / Н.В. Кузнецов, В.В. Митор, И.Е. Дубовской, Э.С. Красина — М.: Энергия, 1973. — 295 с.
9. Антуфьев В.М. Теплообменные аппараты из профильных листов. / В.М. Антуфьев, Е.К. Гусев, В.В. Ивахненко [и др.]. – Л.: Энергия, 1972. – 128 с.

10. Айнштейн, В.Г. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник для вузов / В.Г. Айнштейн, М.К. Захаров, Т.А. Носов. – М.: Химия, 1999. Кн.1 – 888 с.
11. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебное пособие для вузов – М.: Высш. шк., 1969. – 560 с.
12. Вилемас Ю.В. Интенсификация теплообмена: Успехи теплопередачи. / Ю.В. Вилемас, Г.И. Воронин, Б.В. Дзюбенко [и др.]; под ред. проф. А.А. Жукаускаса и проф. Э.К. Калинина. – Вильнюс: Мокслас, 1988. – 188 с.
13. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб. – К.: Альтерпрес, 2GG4. – 244 с.
14. Скринська А.Ю. Экспериментальное исследование локальных коэффициентов теплоотдачи спирально оребренных труб / А.Ю. Скринська, А.А. Жукаускас, Ю.К. Стасюлявичюс // Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б. – 1964. – Т.4(39). – С.213–218.
15. Кондратюк В.А. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб / В.А. Кондратюк, В.Е. Туз, А.М. Терех, Ю.В. Жукова, А.Ж. Мейрис // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №3/8 (57). – С. 39–42.
16. Afgan N. New development on heat exchangers. / Afgan N. // ISHMT International Conference on New Development on Heat Exchangers. – Lisbon, Portugal, 1993.
17. Гортышов Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, В.В. Олимпиев, [и др.]; под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. – Казань, Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

18. Bearman P. Golf Ball Aerodynamics / Bearman P. & Harvey J. // *Aeronautical Quarterly*. – 1976. – Vol. 27, Pt. 2. – P. 112–122
19. Гачечиладзе И.А. Теплообмен при самоорганизации смерчеобразных структур / И.А. Гачечиладзе, Г.И. Кикнадзе, Ю.К. Краснов [и др.]. // *Тепломассообмен.–МФ,1.– Минск, 1998.– С. 83–125*
20. Кесарев В.С. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха / В.С. Кесарев, А.П. Козлов // *Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение.– 1993.– №1.– С. 106–115*
21. Кикнадзе Г.И. Интенсификация массо– и теплообмена (обзор полученных результатов). / Г.И. Кикнадзе, Ю.К. Краснов, Ю.В. Чушкин [и др.]. – М.: ЦНИИатоминформ, 1987.– 57 с
22. Коваленко Г.В. Границы режимов течения в углублениях на плоской поверхности, имеющих форму сферических сегментов / Г.В. Коваленко, А.А. Халатов // *Прикладна гідромеханіка*. – 2008. – Т. 10, № 1.– С. 23–32.
23. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) / А.А. Халатов – К.: Изд. ИТТФ НАНУ, 2005.– 140 с
24. Исаев С.А. Численное моделирование смерчевого теплообмена на рельефах с лунками / С.А. Исаев, И.А. Пышный, В.Б. Харченко, А.Е. Усачов // *Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. Т.6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен*. – М.: МЭИ, 2002. – с.110-113.
25. Янковская М.В. Пристенная интенсификация теплообмена в диффузорных и конфузорных течениях: дисс. канд. техн. наук. / М.В. Янковская – Казань: КАИ,1999. – 203с. – Библиогр.: с. 195–200.
26. Mahmood G.I. Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel / Mahmood G.I., Hill M.L., Nelson D.L., Ligrani P.L., Moon H.-K., Glezer V. // *Journal of Turbomachinery*. – 2001. – Vol.12, №3. – P.115–123.

27. Терехов В.И. Поле давлений и сопротивление одиночной лунки с острыми и скругленными кромками / В.И. Терехов, С.В. Калинина, Ю.М. Мшвидобадзе // Журнал «Прикладная механика и техническая физика». – 1993. – №34(3). – С. 40–49.
28. Афанасьев В.Н. Теплоотдача и трение на поверхностях, сформированных полусферическими углублениями. / В.Н. Афанасьев, А.И. Леонтьев, Я.П. Чудновский – Москва.: МГТУ, 1990.–84с.
29. Bearman P. Control of Circular Cylinder Flow by the Use of Dimples / Bearman P., Harvey J. // AIAA Journal. – 1993. – Vol.31, №10. – P.1753;1756.
30. Козлов А.П. Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности поперечно обтекаемого цилиндра / А.П. Козлов, А.В. Щукин, Р.С. Агачев // Известия высших учебных заведений. сер. Авиационная техника – 1994.– № 2. – С. 27-34.
31. Kovalenko G.V. Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space / G.V. Kovalenko, A.A. Khalatov // GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo. – 2003 – June 16-19 2003 – P. 67–71.
32. Коваленко Г.В. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях / Г.В. Коваленко, А.Ж. Мейрис // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. №12 (63). – С.58–60.
33. Беленький М.Я. Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей, сформированных сферическими лунками / М.Я. Беленький, М.А. Готовский, Б.М. Леках, Б.С. Фокин, В.Б. Хабенский // Теплофизика высоких температур. – 1991. Т. 29 – № 6. – С. 1142-147.
34. Hiwada M. Some characteristics of flow pattern and heat transfer past a cylindrical cavity / Hiwada M., Kawamura T., Mbuch J., Kumada M. // Bulletin ISME. – 1983. – Vol.26. № 220. – P. 1744–1758.

35. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы / В.П. Преображенский. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.
36. Кассандрова О.Н. Обработка результатов наблюдений. / О.Н. Кассандрова. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
37. Ершов Д.С. Численное моделирование турбулентности гибридными методами RANS/LES / Д.С. Ершов, С.В. Ершов, А.В. Русанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8. – С. 123–126.
38. Илюшин Б.Б. Моделирование процессов переноса в турбулентных течениях: Учебное пособие. – Новосибирск. Гос. Ун. Новосибирск, 1999 – 13 с.
39. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012.– 88 с.
40. ANSYS CFX Release 11.0 / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – 2006 – Canonsburg: PA15317 – 312 p.