

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

«На правах рукопису»

УДК 536.244:621.438

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ А.А. Халатов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 105 Прикладна фізика та наноматеріали
(код і назва)

на тему: Теплогідравлічний розрахунок протиточного теплообмінника
модульної ЯЕУ з гелієвим реактором

Виконала: студентка 6 курсу, групи ФФ-72 мп
(шифр групи)

_____ Парашар Майанкіта Нагендер _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник: ст. викл., к. т. н. Доник Тетяна Василівна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент: ст. викл., к. т. н. Панченко Надія Анатоліївна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент: с.н.с. ІТТФ НАН України, к.т.н Шіхабутінова

Оксана Володимирівна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Інститут (факультет) Фізико-технічний інститут

Кафедра Фізики енергетичних систем

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ / А.А. Халатов /
(підпис) (ініціали, прізвище)

«__» _____ 2018 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Парашар Майанкіті Нагендер**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Теплогідравлічний розрахунок протиточного теплообмінника модульної ЯЕУ з гелієвим реактором

керівник роботи Доник Тетяна Василівна, к.т.н..

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

затверджені наказом по університету від «__» _____ 2018 р. № _____

2. Строк подання студентом дисертації 11.12.2018 р.

3. Вихідні дані Для розрахунку пластинчасто-ребристого теплообмінника були задані наступні параметри: повна теплова потужність регенератора – 114,19 мВт; витрати гарячого теплоносія (гелій) – 165,94 кг/с; витрати холодного теплоносія – 200...900 кг/с; температура гарячого теплоносія на вході в теплообмінник – 441,5 °С; температура холодного теплоносія на вході в теплообмінник – 25,0 °С; температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника – 309,04°С; тиск гарячого теплоносія на вході в теплообмінник – 2,217 мПа; перше наближення числа Рейнольдса гарячого теплоносія – 200...3500; значення режимного параметра – 0,5; тиск холодного теплоносія на вході в теплообмінник – 5,0 мПа; коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки – 19,0 Вт/м К; щільність матеріалу розділяючих пластин і оребрення – 7800,0 кг/м³; товщина несучої пластини– 0,001 м; кількість пакетів у гарячому тракті – 1000; кількість пакетів у холодному тракті – 500; діаметр вхідних і вихідних патрубків із

гарячої сторони – 0,825 м; діаметр вхідних і вихідних патрубків із холодної сторони – 0,55 м.

4. Перелік завдань, які потрібно розробити 1) виконання аналізу існуючих конструкцій теплообмінного обладнання атомних електростанцій і типів теплообмінної поверхні; 2) вибір оптимального типу оребрення теплообмінної поверхні; 3) ознайомлення та освоєння програми розрахунку параметрів теплообмінників ІТТФ НАН України; 4) виконання розрахунків параметрів попереднього протиточного теплообмінника

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Презентація – 24 арк. А4

6. Орієнтовний перелік публікацій 1) Матеріали XVI Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики» – 26-28 квітня 2018р. – С. 99-102; 2) Стаття на тему «Тепловий розрахунок високотемпературного парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими трубними пучками» в журналі «Вісник НТУ «ХПІ»». Серія: Енергетичні теплотехнічні процеси та обладнання.

7. Дата видачі завдання 27.09.2017 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Літературний огляд	16.10.2017	
2	Постановка мети та завдань дослідження	30.11.2017	
3	Вибір методики досліджень	18.12.2017	
4	Створення математичної моделі	13.02.2018	
5	Виконання розрахунків у програмному пакеті Heat Exchanger	15.05.2018	
6	Аналіз результатів розрахунків	16.09.2018	
7	Написання висновків	06.11.2018	
8	Оформлення ПЗ	06.12.2018	
9	Підготовка презентації та доповіді	07.12.2018	
10	Подання ДР на допуск до захисту	13.12.2018	
11	Захист ДР	18.12.2018	

Студентка

(підпис)

М.Н. Парашар

(ініціали, прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Т.В. Доник

(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи містить за обсягом 83 сторінки, 9 таблиць, 43 рисунка. Використано 30 літературних джерел.

Актуальність теми. Однією з найважливіших задач на сьогодні є підвищення ефективності високотемпературних ядерних енергетичних установок за рахунок вдосконалення теплообмінного обладнання завдяки запровадженню ефективних способів інтенсифікації теплообміну.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота є складовою частиною плану робіт ІТТФ НАН України по створенню нових поверхонь теплообміну та плану робіт по пошуковій тематиці кафедри ФЕС НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського».

Мета даної роботи полягає в теоретичному дослідженні теплогідравлічних та геометричних параметрів попереднього теплообмінника ГТ-МГР для визначення його мінімальних габаритних розмірів при заданому рівні ефективності.

Досягнення мети передбачає вирішення таких задач:

- Аналіз існуючих конструкцій теплообмінників та теплообмінних поверхонь;
- Підбір оптимальної поверхні теплообміну;
- Побудова алгоритму розрахунку теплогідравлічних та геометричних параметрів теплообмінної поверхні;
- Проведення теплогідравлічних розрахунків протиточного попереднього теплообмінника у програмному пакеті Heat Exchanger для визначення мінімальних габаритних розмірів установки.

Об'єктом дослідження є теплообмінні процеси при турбулентному протіканні гелію у високотемпературному теплообміннику і їх вплив на геометричні характеристики обладнання.

Предметом дослідження є методи математичного моделювання поверхонь теплообміну зі складною геометричною структурою.

Методи дослідження: теоретичне дослідження процесів теплообміну із застосуванням критерія Глазера для оцінки впливу геометричних характеристик на теплові та гідравлічні параметри теплообмінника.

Наукова новизна роботи полягає у визначенні мінімальних габаритних розмірах попереднього теплообмінника при високих теплогідравлічних характеристиках.

Практичне значення даної роботи полягає в отриманні вихідних даних для створення компактних високотемпературних теплообмінників для газів.

Апробація результатів роботи. Основні положення і часткові результати роботи доповідались і обговорювались на конференціях:

- 1) XVI Науково практичній конференції студентів аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики.», м. Київ, 26-27.04.2018 р.;
- 2) Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт у галузі «Енергетика» за напр. «Теплові та ядерні енергоустановки», 2018 р.

Публікації.

- 1) Тепловий розрахунок високотемпературного парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими трубними пучками / Т. В. Доник, М. Н. Парашар, О. О. Сафронова, // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2018. – № 11 (1287). – С. 78-82.
- 2) Тепловий розрахунок високотемпературного парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими трубними пучками [Текст] / Т. В. Доник, М. Н. Парашар, О. О. Сафронова // Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики: зб. тез доп. XVI Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених. – Київ – 2018. – С.99.

Ключові слова: протиточний теплообмінник, гелій, алгоритм, пластинчасто-ребристий теплообмінник, опребрення, критерій Глазера.

ANNOTATION

Thesis contains 83 pages, 9 tables, 43 figures, 30 literature sources.

Actuality of theme. One of the main tasks today is to increase efficiency of high temperature nuclear power plants by improving the heat exchanging equipment, which can be achieved by the introduction of effective ways of heat transfer enhancement.

Relationship with academic programs, plans, themes. The work is part of the work plan of the Institute of Engineering Thermophysics NAS Ukraine to create new heat surfaces and work plan to search topics FES Department of NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute".

The aim of this work is a theoretical study of the thermohydraulic and geometrical parameters of the heat exchanger of GT-MHR for determining its minimum overall dimensions for a given level of performance.

Achieving the objective involves solving the following tasks:

- Analysis of existing types of heat exchanger constructions and heat exchange surfaces;
- Optimal selection of heat transfer surfaces;
- Creation of the algorithm for calculating thermohydraulic and geometric parameters of the heat-exchanging surface;
- Carrying out thermohydraulic calculations of countercurrent pre-cooling heat exchanger using the software package Heat Exchanger for determining its minimum overall dimensions.

The object of research is the heat exchange processes in the turbulent flow of helium in the high-temperature heat exchanger and their effect on the geometric characteristics of the equipment.

The subject of the research is the methods of mathematical modeling of heat transfer surfaces with complex geometric structure.

Research methods: theoretical study of heat transfer processes using the Glaser criteria for assessing the influence of geometrical characteristics on the

thermal and hydraulic parameters of the heat exchanger.

The scientific novelty of the work consists in determining the minimum overall dimensions of the pre-cooling heat exchanger at high thermohydraulic performance.

The practical application of this work is to obtain the initial data for compact heat exchangers for high-temperature gases.

Testing of the results. The main provisions and results of work were reported and discussed at the conference:

- 1) XVI Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduate Students and Young Scientists "Theoretical and Applied Problems of Physics, Mathematics and Informatics", Kyiv, 2018;
- 2) All-Ukrainian Contest of student scientific works in the field "Energetics" on the branch "Heat and Nuclear Power Plants", 2018.

Publications.

1) Thermal calculation of high-temperature steam generator of the nuclear power plant of GT-MHR with helical twisted bundle of pipes [Text] / T. Donik, M. Parashar, O. Safronova// Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2018.

2) Heat calculation of the high-temperature steam generator of the nuclear power plant GT-MHR with screw twist tubular beams [Text] /T. Donik, M. Parashar, O. O. Safronova // XVI Scientific and Practical Conference of Students of Postgraduate Students and Young Scientists: collect.of abs. "Theoretical and Applied Problems of Physics, Mathematics and Informatics.– Kyiv – 2018. – P.99.

Keywords: *countercurrent heat exchanger, helium, algorithm, plate-fin heat exchanger, finning, Glazer criteria.*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	9
ВСТУП.....	10
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ВАРІАНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКІВ І ТИПІВ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ.....	12
1.1 Сучасний стан та потенціал атомної енергетики.....	12
1.2 Реактор IV покоління – ГТ-МГР.....	15
1.3 Типи теплообмінних поверхонь.....	20
1.4 Можливі варіанти конструкції і компоновки теплообмінного устаткування ГТ-МГР.....	26
1.5 Геометричні параметри розсічених оребрених поверхонь теплообміну..	32
1.6 Особливості гідродинаміки і теплообміну в каналах теплообмінних секцій із прямокутним розсіченням оребренням.....	36
Висновки до розділу.....	43
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГЕЛІЄВО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ БЛОКУ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ ГТ-МГР....	44
2.1 Теплогідравлічні характеристики прямокутного розсіченого оребрення.	44
2.2 Моделювання теплофізичних властивостей теплоносіїв.....	46
2.3 Порядок теплового розрахунку протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника.....	50
2.4 Розрахунок геометрії протиточного теплообмінника.....	54
2.5 Критерій енергетичної ефективності теплообмінника.....	56
2.6 Гідравлічний розрахунок теплообмінника.....	58
Висновки до розділу.....	63
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОПЕРЕДНЬОГО ТЕПЛООБМІННИКА ГТ-МГР.....	65
Висновки до розділу.....	77
ВИСНОВКИ.....	78
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	80

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Латинські символи:

C_p – питома теплоємність теплоносія;

G – витрати теплоносія;

l – довжина ребра

n – кількість пакетів секцій теплообмінника;

P – тиск теплоносія;

Q – теплова потужність;

\bar{R} – відношення термічних опорів холодного і гарячого теплоносіїв;

T – температура теплоносія;

\bar{T} – середня температура;

w – швидкість потоку теплоносія;

Грецькі символи:

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу;

ρ – густина матеріалу;

Критерії і параметри:

Nu – число Нуссельта;

Pr – число Прандтля;

Re – число Рейнольдса;

St – число Стентона;

Абревіатури:

ЯЕУ – ядерна енергетична установка

БПЕ – блок перетворення енергії

ТОА – теплообмінний апарат

ВСТУП

З аналізу існуючих світових тенденцій у перспективних розробках ядерних реакторів четвертого покоління видно, що високотемпературні модульні гелієві реактори малої теплової потужності є найбільш перспективними як із точки зору безпеки, так і з точки зору ефективності для найближчого майбутнього атомної енергетики завдяки наступним перевагам: можливості нагріву теплоносія першого контуру до 1000°C , що розширює сферу застосування ядерної енергії для технологічних цілей, включаючи виробництво водню; можливості комбінованого виробництва електроенергії та комунального тепла; можливості створення параметричного ряду установок електричною потужністю 100...300 МВт для застосування як у великомасштабній, так і в регіональній енергетиці: низькому тепловому і радіаційному впливу на навколишнє середовище.

На сьогоднішній день однією з найважливіших задач є підвищення ефективності високотемпературних ядерних енергетичних установок за рахунок вдосконалення теплообмінного обладнання, що досягається запровадженням ефективних способів інтенсифікації теплообміну.

Підвищення енергетичної ефективності шляхом інтенсифікації теплообміну сприяє зниженню металомісткості теплообмінного обладнання за рахунок зменшення їх габаритів, збільшення їх компактності, або можливості підвищення їх характеристик без зміни габаритних розмірів.

В даній роботі проведено дослідження можливості вдосконалення теплообмінного обладнання новітньої модульної ядерної енергетичної установки, зменшення розмірів теплообмінників при збереженні чи покращенні їх характеристик.

Найбільший інтерес являють собою модифікації теплообмінної поверхні, що є основним робочим елементом будь-якого теплообмінника. Модифікація теплообмінної поверхні відбувається за допомогою зміни впливу на примежовий шар, який має найбільший термічний опір, і його

руйнування з подальшою турбулізацією потоку в пристінному шарі. Така модифікація необхідна для досягнення максимально можливої компактності конструкції при достатньому рівні міцності та високих теплогідравлічних характеристиках.

Основною метою цієї роботи було визначення мінімальних габаритних розмірів протиточного попереднього теплообмінника модульної ядерної енергетичної установки з гелієвим реактором при заданому рівні ефективності. Для цього був проведений аналіз існуючих конструкцій теплообмінників, підібрана оптимальна поверхня теплообміну, і проведені розрахунки теплофізичних характеристик протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника в програмному пакеті Heat Exchanger.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ВАРІАНТІВ КОНСТРУКЦІЇ

ТЕПЛООБМІННИКІВ І ТИПІВ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ

1.1 Сучасний стан та потенціал атомної енергетики

У даний час активно розвивають атомну енергетику країни з її високою часткою у загальному об'ємі електроенергії, що виробляється, включаючи США, Японію, Південну Корею, Фінляндію. Франція, переорієнтувавши електроенергетику країни на атомну й продовжуючи її розвивати, успішно вирішила енергетичну проблему на багато десятиліть. Частка АЕС у виробництві електроенергії у цій країні досягає 80%. Країни, що розвиваються, з незначною ще часткою ядерної генерації електроенергії високими темпами будують АЕС. Так, Індія оголосила про намір у довготерміновій перспективі збудувати АЕС потужністю 40 млн. кВт, Китай – більше 100 млн. кВт [1].

В Україні атомна енергетика не має конкурента на далеку перспективу, адже сьогодні більше половини вітчизняної електроенергії виробляється саме на АЕС.

Згідно проекту Енергетичної стратегії України на період до 2030 р. передбачається збільшувати виробіток АЕС до 219 млрд. кВт·год, зберігши його на рівні 50% загального виробництва, й підвищити потужність АЕС практично у 2 рази, довівши її до 29,5 млн. кВт, при коефіцієнті використання установленної потужності (КВП) 85%, у тому числі за рахунок введення у дію нових блоків потужністю 1–1,5 млн. кВт та продовження терміну експлуатації діючих блоків АЕС. У 2017 р. в Україні встановлена потужність АЕС склала 13,83 млн. кВт з виробленням 85,6 млрд. кВт·год електроенергії, або біля 55,1% загального виробництва (табл.1).

У XXI ст. різко збільшується роль атомної енергетики у забезпеченні зростаючого виробництва електроенергії у світі з використанням більш

сучасних технологій. Щоб реалізувати її розвиток у широких масштабах, вона має володіти наступними властивостями: високою ефективністю, забезпеченістю ресурсами, енергонадмірністю, безпекою, приємливістю щодо екологічного впливу.

Таблиця 1.1

Техніко-економічні показники електрогенеруючих потужностей на 2017 р.[2]

Тип електростанції	Встановлена потужність		Виробництво електричної енергії	
	млн.кВт година	Частка в %	млн.кВт година	Частка в %
ТЕС	34,6	60,9	55841,3	35,9
ГЕС	5,81	10,2	10567,7	6,8
АЕС	13,83	24,3	85576,1	55,1
Інші джерела енергії	2,63	4,6	3429	2,2
Всього	56,87	100	155414,2	100

Роботи, що проводяться у багатьох країнах щодо подальшого вдосконалення реакторів на теплових та швидких нейтронах, дозволять забезпечити подальше підвищення їх надійності, економічної ефективності й екологічної безпеки. При цьому важливого значення набуває міжнародне співробітництво [1].

З наслідків катастрофи на Чорнобильській АЕС, а також на АЕС у Фукусимі (Японія), можна зробити висновок, що подальший розвиток атомної енергетики можливий лише за умови виходу на принципово новий рівень відношення до безпеки АЕС. Найбільшою мірою ці вимоги задовольняють новітні ЯЕУ четвертого покоління на основі газоохолоджуваних модульних гелієвих реакторів, що розробляються у ряді країн світу.

Як відомо, в 2000 році Департамент енергетики США (DOE) запустив програму "Міжнародний форум IV покоління", участь в якій беруть десять країн (Аргентина, Бразилія, Великобританія, Канада, Корея, ПАР, США, Франція, Швейцарія, Японія), а також EURATOM. Їх мета – розробити іноваційні атомні системи (реактори і паливні цикли), які б імовірно досягли технічної зрілості приблизно у 2030 році [3]. Реактори IV покоління, як вважається, будуть економічно ефективними, більш безпечними, будуть виробляти менше довгоживучих радіоактивних відходів, та забезпечать вимоги до нерозповсюдження ядерних технологій та матеріалів на більш високому рівні [4].

Було визначено і оцінено близько сотні різних концептуальних конструкцій реакторів, від таких, що належали до покоління III+, до таких, що радикально відрізнялись від всіх відомих технологій. Зрештою, для подальшої розробки було рекомендовано шість GIF (Generation IV International Forum) концепцій [3]:

1. GFR (Gas-cooled Fast Reactor system) – реакторна система на швидких нейтронах із газовим охолодженням;
2. LFR (Lead-cooled Fast Reactor) – реакторна система зі свинцевим охолодженням та швидкими нейтронами;
3. MSR (Molten Salt Reactor) – реакторна система з розплавленими солями;
4. SCWR (Supercritical Water Reactor) – реакторна система з охолодженням надкритичною водою;
5. SFR (Sodium-cooled fast reactor) – реакторна система зі швидкими нейтронами і натрієвим охолодженням;
6. VHTR (Very high temperature reactor, укр. ВТГР) – надвисокотемпературна реакторна система.

Однією із найбільш перспективних була проголошена саме надвисокотемпературна реакторна система. Система ВТГР використовує теплові нейтрони і одноразове уранове паливо. Базова концептуальна

конструкція містить активну зону з тепловою потужністю 600МВт, графітовим модератором і гелієвим теплоносієм, паливо розміщене в призматичних блоках, як в ГТ-МГР. Ця система вважається найбільш перспективною та ефективною з точки зору виробництва водню чи то термохімічним йодно-сірчанним шляхом, чи за допомогою реформування природного газу парою, яка має температуру теплоносія на виході з активної зони більше 1 000°C. Система ВТГР також вироблятиме електроенергію з високою ефективністю (більше 50% при температурі 1 000°C).

ВТГР – наступний крок в еволюційному розвитку високотемпературних реакторів із газовим охолодженням (HTGR).

1.2 Реактор IV покоління – ГТ-МГР

Одним з найбільш просунутих у цій галузі є міжнародний проект ГТ-МГР, який розробляється спільними зусиллями російських інститутів (ОКБМ, РНЦ «Курчатовський інститут», ВНІІМ, НВО «Луч») і американської компанії GA при управлінні та фінансуванні з боку Міністерства Енергетики РФ і DOE US. З проектом співпрацюють також компанії Фраматом і Фуджі електрик.

До теперішнього часу розроблений проект модульного гелієвого реактора для генерації електрики (з ККД ~ 50%) з використанням прямого газотурбінного циклу. Енергетична установка ГТ-МГР складається з двох зв'язаних воедино блоків: модульного високотемпературного гелієвого реактора (МГР) і газотурбінного перетворювача енергії прямого циклу (ГТ). Роботи знаходяться на стадії технічного проектування з експериментально-стендовим відпрацюванням ключових технологій: паливо і система перетворення енергії [5].

Проект ГТ-МГР має низку особливостей:

- 1) висока ефективність виробництва електроенергії;

- 2) можливість використання високотемпературного тепла для технологічних виробництв;
- 3) підвищена безпека, обумовлена самозахищеністю і неможливістю плавлення активної зони при важких аварійних ситуаціях;
- 4) забезпечення гарантій нерозповсюдження;
- 5) ефективне використання ядерного палива і можливість реалізації різних варіантів паливного циклу (уран, плутоній, торій);
- 6) зниження теплового і радіаційного впливу на навколишнє середовище.

Ядерний реактор має внутрішню властиву безпеку (тобто – чим сильніше нагрів, тим слабкіша реакція, просто виходячи із самої «фізики» процесів у реакторі, аж до зупинки природнім шляхом, без будь-якої участі системи управління). Реактор розміщується в закритих капсулах під землею. В основі концепції МГР лежить використання активної зони з графітовим сповільнювачем, паливом у вигляді мікросфер із багат шаровими керамічними покриттями і гелієм в якості теплоносія. В активній зоні повністю відсутні металоконструкції. Це дозволяє мати температуру гелію на виході з реактора 850 °C і більше, що забезпечує високу ефективність виробництва електроенергії в прямому газотурбінному циклі, а також можливість використовувати МГР як джерело промислового високотемпературного тепла [6].

Енергетична установка з модульним гелієвим реактором призначена для виробництва електроенергії в прямому газотурбінному циклі. Така енергоустановка може експлуатуватись у двох режимах: у режимі виробництва тільки електроенергії та в комбінованому режимі виробництва електроенергії і комунального теплопостачання за рахунок високої температури скидного тепла – понад 100°C (рис.1.1). Таким чином, крім більш високого ККД виробництва електроенергії, енергоустановка даного типу надає потенційну можливість отримати коефіцієнт використання тепла близько 99%.

Блок перетворення енергії, що перетворює теплову енергію ядерного реактора в механічну, а потім в електричну за допомогою генератора, в проектах МГР покоління IV зазвичай являє собою газотурбінну установку з гелієм в якості робочого тіла. Вона може працювати як за простою схемою (цикл Брайтона) і складатися з реактора, як джерела теплоти циклу, газової турбіни, компресора низького і високого тиску, теплообмінника для відводу теплоти в циклі, так і за складними схемами, що включає проміжне охолодження гелію між каскадами компресора і регенерацію теплоти.

Застосування гелію в якості робочого тіла може забезпечити ще одну перевагу в порівнянні з традиційними установками – відносно невеликі для атомних станцій габарити обладнання. T-S діаграма складного газотурбінного циклу з регенерацією тепла і проміжним охолодженням в компресорі представлена на рис. 1.2.

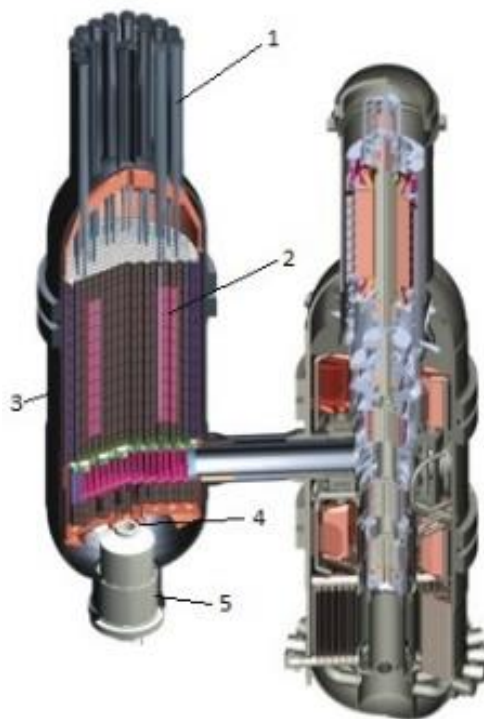


Рис. 1.1. МГР та блок перетворення енергії

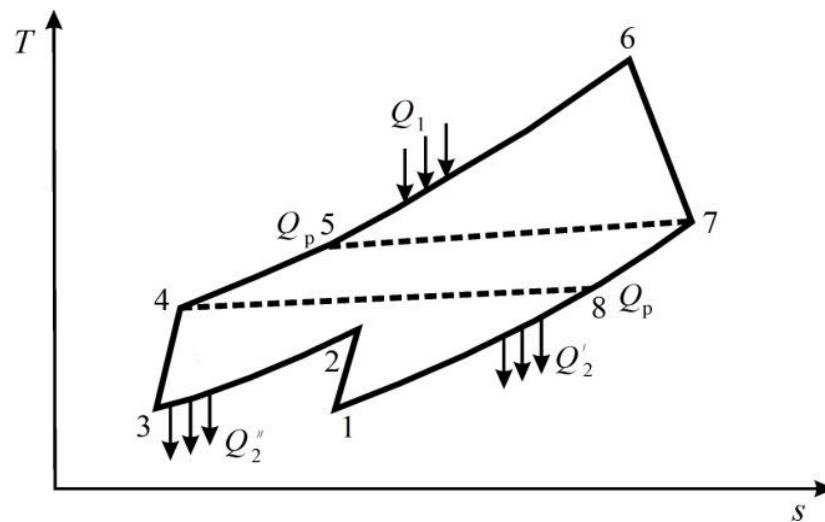


Рис. 1.2. Складний цикл ГТУ в T-S діаграмі:

1-2 – стиснення в КНТ; 2-3 – відведення теплоти Q_2'' в проміжному ТА; 3-4 – стиснення в КВТ; 4-5 – підведення теплоти Q_p в регенераторі; 5-6 – підведення теплоти Q_1 в гелієвому реакторі; 6-7 – розширення в турбіні; 7-8 – відведення теплоти Q_p в регенераторі; 8-1 – відведення теплоти Q_2' в попередньому ТА

Система перетворення енергії включає три компактних теплообмінника: високоефективний рекуператор, проміжний охолоджувач і попередній охолоджувач.

Блок перетворення енергії працює за одноконтурною схемою наступним чином: в каскадний компресор, що складається з компресора низького тиску, проміжного теплообмінника і компресора високого тиску, надходить гелій і стискається в ньому за рахунок частини роботи, виробленої турбіною. Стиснутий таким чином гелій йде в регенератор, де підігрівається відпрацьованим в турбіні гарячим гелієм. Далі попередньо підігрітий гелій за допомогою насосів прокачується через активну зону реактора, і надходить у турбіну, де розширюється і здійснює роботу. Після неї гелій знову йде в регенератор і попередній теплообмінник, де охолоджується і знову надходить у КНТ, таким чином, замикаючи цикл.

Для підвищення показників ГТУ на практиці знаходить застосування проміжне охолодження робочого тіла в компресорі, що дозволяє наблизити реальні процеси стиснення і розширення в циклі до ізотермічних, і регенерація теплоти в циклі.

Основні технічні характеристики установки представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2.

Характеристики ГТ-МГР [7]

Потужність установки: • теплова, МВт • електрична, МВт	600 285
Теплоносій	гелій
Циркуляція теплоносія 1 контура	примусова
Тип компоновки	інтегральна
Діапазон зміни потужності	15 — 100 %
Параметри вироблюваної електроенергії • напруга на клеммах генератора, кВ • частота струму, Гц	20 50
Параметри теплоносія 1 контуру • тиск, МПа • температура на вході в реактор, С • температура на виході з реактора, С	7,24 490 850
Витрати електроенергії на власні потреби, МВт	7,5
Термін служби, років	60
Сейсмостійкість обладнання	8 балів (MSK 64)

Для підвищення ефективності використовують проміжне охолодження робочого тіла в компресорі, за якого процеси стиснення і розширення здійснюються в декількох турбомашинах, між якими розташовуються газОВО-водяні охолоджувачі в компресорі і додаткові підігрівачі в турбіні. Чим більше теплообмінних апаратів і підігрівачів, тим ближче реальний цикл ГТУ до ідеального циклу з ізотермічним стисненням і розширенням. Результати дослідження складних термодинамічних циклів ГТУ з багаторазовим

охолодженням і підігрівом робочого тіла наведені в ряді робіт [8, 9], де запропоновані раціональні теплові схеми, що забезпечують високі показники ГТУ. Але, у зв'язку зі складністю реалізації додаткового підігріву робочого тіла в газовій турбіні в циклі ядерної енергетичної установки, в проектах ГТУ, що розробляються в даний час для модульних гелієвих реакторів четвертого покоління, розглядається цикл з одним проміжним охолодженням в компресорі (рис. 1.2). Після розширення в турбіні гелій охолоджується в попередньому теплообміннику до температури T_1 , а потім, в розташованому між компресорами низького і високого тиску проміжному теплообміннику до температури T_3 . Це дозволяє зменшити роботу стиснення, а, отже, збільшити повну питому роботу циклу. При цьому, чим нижче температура T_3 , тобто, чим глибше проміжне охолодження, тим більше приріст питомої роботи циклу.

Глибина проміжного охолодження в компресорі оцінюється температурним коефіцієнтом проміжного охолодження:

$$\tau_k = \frac{T_3}{T_1}.$$

Ефективність реального циклу оцінюється внутрішнім ККД ГТУ, що є відношенням питомої роботи циклу до витраченої в циклі питомої теплоти:

$$\eta = l_u / q_1.$$

Слід зазначити, що проміжне охолодження робочого тіла в процесі стиснення збільшує витрати теплоти Q_1 , що підводиться в циклі. У цьому зв'язку охолодження повітря в компресорі не завжди сприяє підвищенню ККД установки і тому охолодження в компресорі, як правило, використовують у поєднанні з регенерацією теплоти в циклі.

1.3 Типи теплообмінних поверхонь

По конфігурації поверхонь теплообміну апарати підрозділяються на

трубчасті (з прямими і U-подібними трубками), пластинчасті, спіральні, змієвикові та оребрені.

У свою чергу трубчасті теплообмінники можуть формуватися з трубок без оребрення, які (рис.1.3) можуть мати різну форму поперечного перетину.

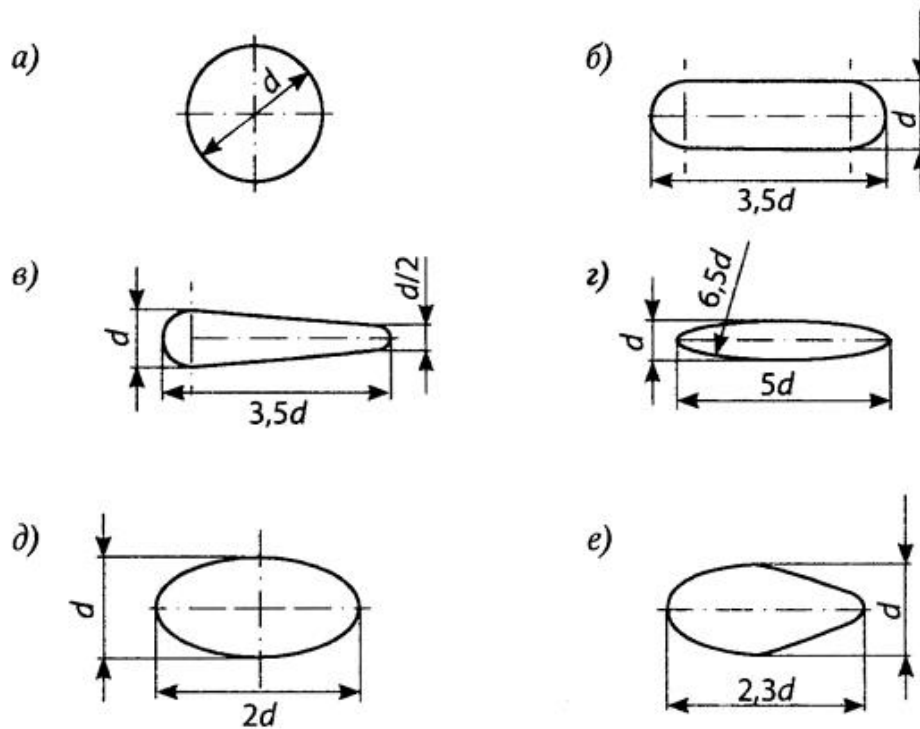


Рис. 1.3. Різні форми поперечного перетину трубок без оребрення:

а) кругла; б) плоскоовальна; в) краплевидна; г) двовугільна; д) овальна; е) обтічна

Пластинчасті теплообмінники (рис. 1.4) мають відносно велику площу теплообміну завдяки реберної конструкції (сумарна площа ребер може бути більше звичайної труби в 10 і більше разів). Такий теплообмінник характеризується високим показником ефективності при малих габаритних розмірах, зручністю обслуговування, проте має обмежений діапазон застосування. Виділяють також пластинчасто-ребристі (матричні) теплообмінники, сформовані у вигляді спаяних або зварних пакетів ребристих пластин. Існує величезна кількість видів конструкції пластин і ребер, а також матеріалів виготовлення.

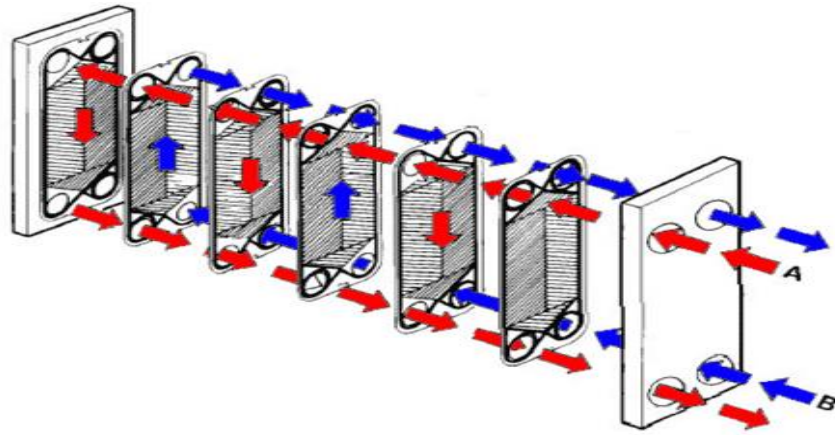


Рис. 1.4. Пластинчасто-ребристий теплообмінник

Для збільшення компактності теплообмінника в деяких випадках поверхні теплообміну виконуються у вигляді спіральної конфігурації, схема якої показана на рис.1.5. При цьому поверхня теплообміну утворюється двома прикладеними один до одного із зазором металевими листами, згорнутими у вигляді спіралі Архімеда. В результаті спіральної течії в каналах ТОА утворюються вторинні течії теплоносіїв, що приводить до наступних позитивних результатів: збільшенню коефіцієнтів тепловіддачі (особливо при ламінарному режимі течії теплоносіїв) і зменшенню міри забруднення поверхонь теплообміну. Теплообмінники такого типу характеризуються великою площею теплообмінної поверхні на одиницю об'єму ТОА.

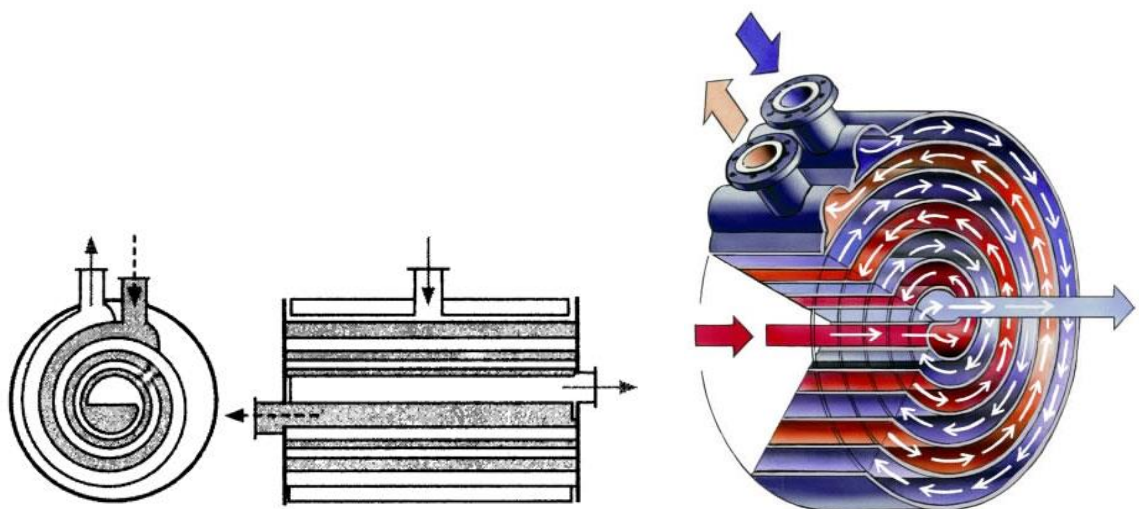


Рис. 1.5. Спіральна конфігурація поверхні ТОА

Конфігурацію поверхні змієвикового типу доцільно використовувати в тих випадках, коли за умовами теплопередачі необхідно спроектувати теплообмінний апарат, що має малу площу прохідних перетинів каналів і їх велику довжину для забезпечення високої компактності ТОА. Можливі варіанти конфігурації поверхонь теплообміну змієвикового типу представлені на рис. 1.6. Конфігурація змієвикового типу часто використовується в якості теплообмінної поверхні парогенераторів ГТ-МГР.

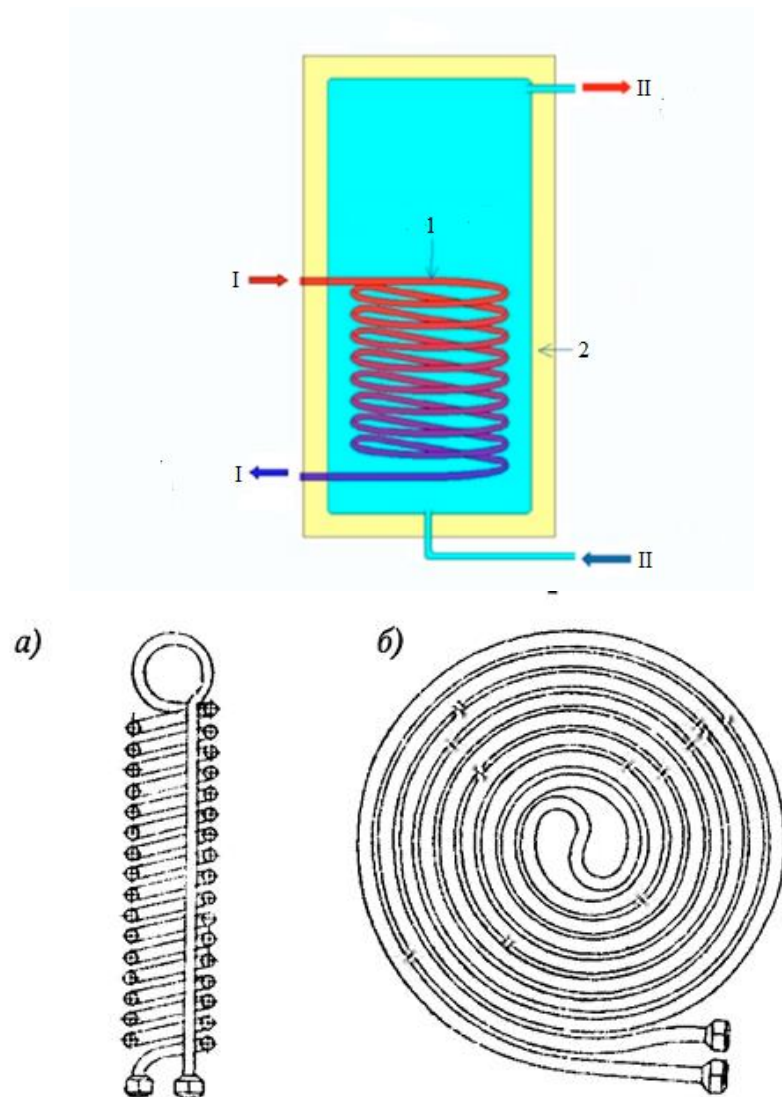


Рис.1.6. Приклад змієвикового теплообмінника:

I – теплоносій 1, II – теплоносій 2, 1 – змієвик, 2 - ізоляція
та конфігурації поверхні теплообміну змієвикового типу:

а) гвинтова; б) спіральна

В тому випадку, якщо теплоносії в теплообмінному апараті володіють різними теплопередаючими властивостями, то для підвищення ефективності теплопередачі в ТОА його поверхню теплообміну збільшують із боку теплоносія, що має гірші теплопередаючі властивості, шляхом установки на ній різних типів оребрення. На рис.1.7 наведені приклади різних типів оребрення для трубчастих поверхонь теплообміну круглого поперечного перетину.

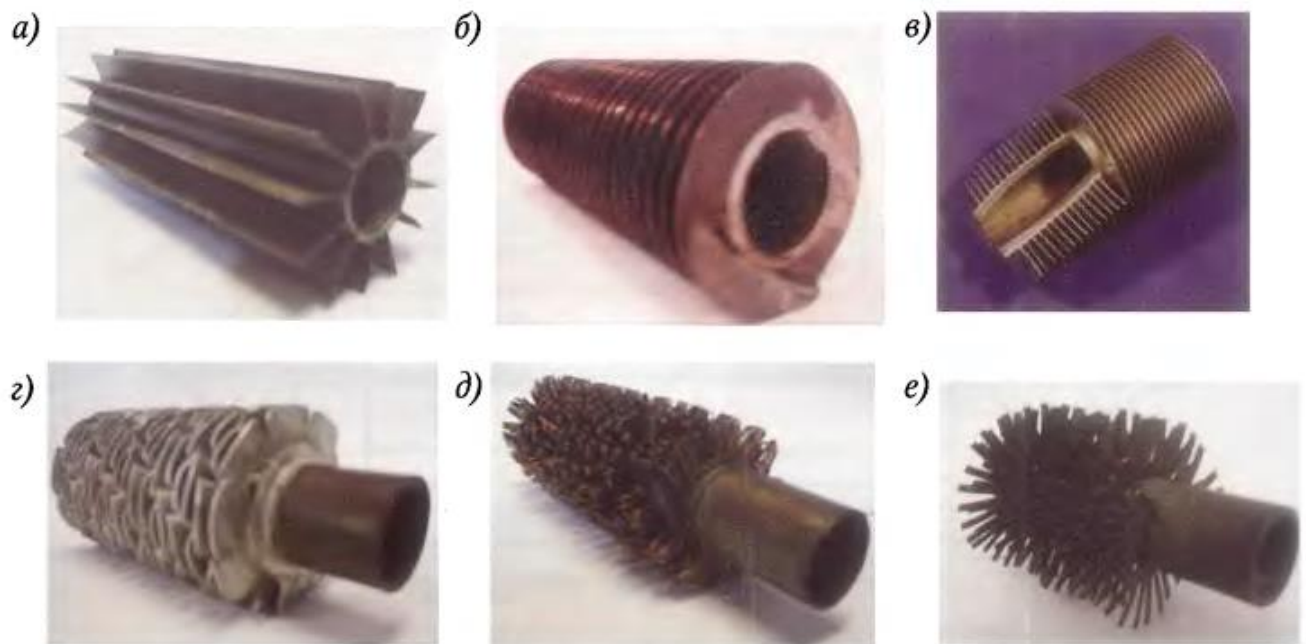


Рис.1.7. Фрагменти трубчастих поверхонь теплообміну круглого поперечного перетину з різними типами оребрення: а) коритоподібне оребрення; б) гвинтове оребрення; в) біметалічне гвинтове; г) біметалічне сегментне гвинтове; д) шайбове оребрення з мідного дроту; е) гвинтове пелюсткове оребрення

Фрагмент трубчастої поверхні круглого перетину з двостороннім оребренням, розробленою фірмою «Escher Wyss & Cie» із гофрованої стрічки представлений на рис.1.8.

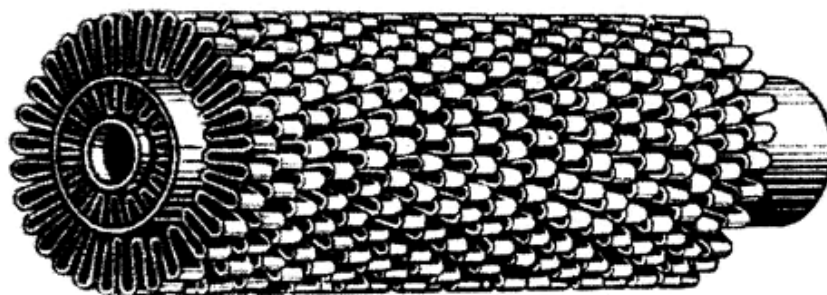


Рис. 1.8. Фрагмент трубчастої поверхні круглого перетину з двостороннім оребренням («Escher Wyss & Cie»)

Широке вживання в теплообмінних апаратах знайшли також оребрені трубчасті теплообмінні поверхні не круглого поперечного перетину. Приклади оребрених трубчастих теплообмінних поверхонь різних видів не круглого поперечного перетину, пропонованих фірмою «Balcke-Dürr», показані на рис.1.9.

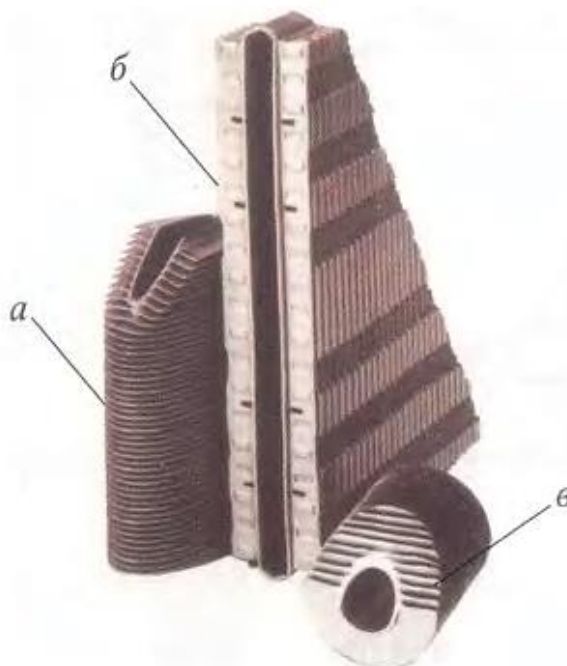


Рис. 1.9. Фрагменти оребрених трубчастих теплообмінних поверхонь різних видів не круглого поперечного перетину: а) овальна з гвинтовим шайбовим оребренням; б) плоскоовальна із зовнішнім гофрованим щілинним оребренням;
в) кругла із зовнішнім гвинтовим шайбовим оребренням

На рис.1.10 приведені фрагменти варіантів пластинчастих оребрених поверхонь теплообміну.

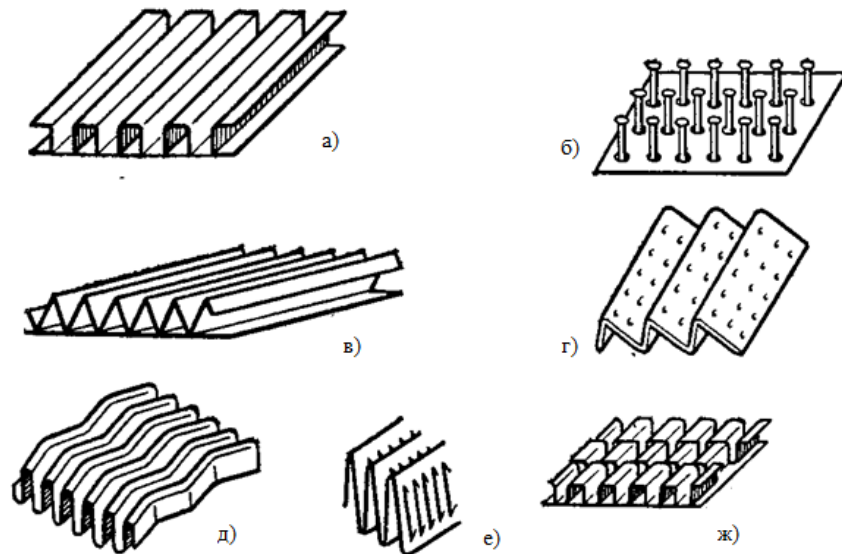


Рис.1.10. Фрагменти пластинчастих поверхонь теплообміну з різними варіантами оребрення: а – прямокутні; б – стрижневі; в – трикутні; г – трикутні перфоровані; д – хвилеподібні; е – жалюзійні ребра; ж – прямокутні розсічені ребра

1.4 Можливі варіанти конструкції і компоновки теплообмінного устаткування ГТ-МГР

Концепція ГТ-МГР, як відомо, заснована на газоохолоджуваному модульному гелієвому реакторі і вискоефективній турбомашині складного циклу та ефективному теплообмінному устаткуванні. Модуль реактора ГТ-МГР складається з двох взаємопов'язаних частин: модульного високотемпературного реактора і блока перетворення енергії того, що використовує замкнутий газотурбінний цикл.

В циклі перетворення енергії з гелієвою турбомашиною з регенерацією теплоти і проміжним охолодженням гелію в компресорі можуть бути досягнуті значення термічного К.К.Д. у 46...48%. В той же час, використання прямого замкнутого газотурбінного циклу призводить до

зниження капітальних витрат на виробництво і технічне обслуговування за рахунок істотного спрощення електрогенеруючого циклу і зменшення кількості систем, що забезпечують безпеку функціонування реактора. Успішна реалізація цих переваг ГТ-МГР залежить від розробки і впровадження нових технологічних рішень. На рисунку 1.11 представлена принципова схема системи циркуляції теплоносіїв ГТ-МГР, яка складається з системи охолодження реактора, системи охолодження корпусу реактора, системи охолодження генератора, системи теплообмінного устаткування БПЕ, а також аварійної зупинки і охолодження реактора.

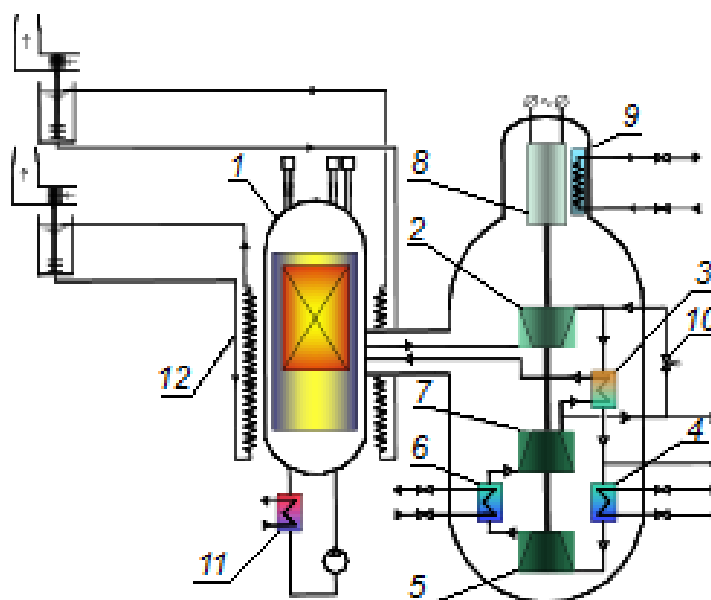


Рис. 1.11. Схема системи циркуляції теплоносіїв ГТ-МГР: 1 - реактор; 2 - турбіна; 3 - регенератор; 4 – попередній ТОА; 5 – компресор низького тиску; 6 – проміжний теплообмінник; 7 – компресор високого тиску; 8 - генератор; 9 – охолоджувач генератора; 10 – перепускний кран; 11 – система аварійної зупинки і охолодження реактора; 12 – система охолодження корпусу реактора

Найбільш високі вимоги по ефективності і компактності пред'являються до теплообмінного устаткування БПЕ, оскільки у великій мірі саме від його ефективності залежить електричний К.К.Д. перетворення

енергії в циклі. Один із можливих варіантів розміщення теплообмінного устаткування, що забезпечує функціонування складного газотурбінного циклу в капсулі блока перетворення енергії ГТ-МГР (російсько-американський проект) був раніше показаний на рис.1.1.

Теплообмінні секції розміщуються в капсулі ГТ-МГР навколо вертикально встановленого турбокомпресора. В зв'язку з цим наряду з вимогою високої ефективності до теплообмінного устаткування блока перетворення енергії обов'язковими є висока компактність і надійність.

Розглянемо можливі варіанти конструкції теплообмінного устаткування ГТ-МГР. На рис.1.12 представлена конструкція попереднього теплообмінника БПЕ трубчастого типу, розробленого фірмою General Atomics (США) в 1996 році [10].

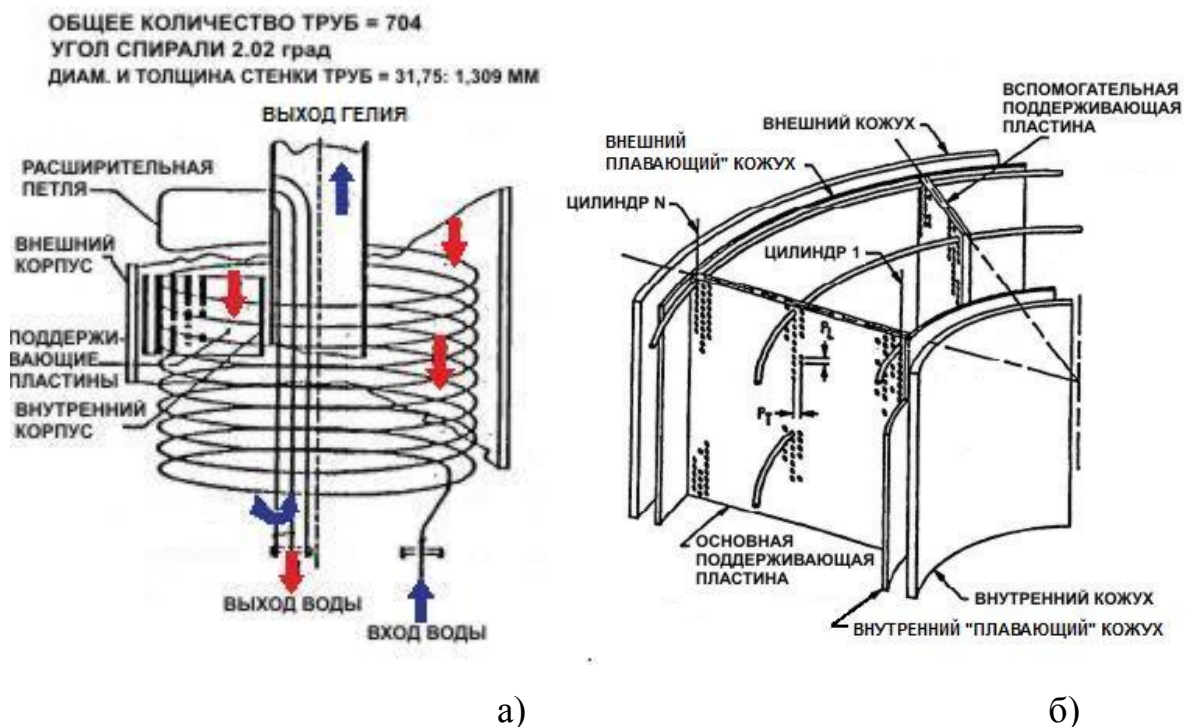


Рис. 1.12. Варіант конструкції попереднього теплообмінника БПЕ (проект фірми General Atomics 1996 р.)

Як видно з рисунків, теплообмінник протиточного типу складається із зовнішнього та внутрішнього корпусів, між якими розміщуються пучки спірально закручених труб, утримувані радіально розташованими основними та додатковими пластинами, що підтримують. Для компенсації

температурних розширень у конструкції теплообмінника передбачена установка розширювальної петлі. Гарячий гелій рухається зверху вниз, а вода, що охолоджує, знизу вверх по спіральнo закрученим трубам. Спіральне закручування труб дозволяє розмістити потрібну з умов теплопередачі загальну довжину труб у досить компактному об'ємі теплообмінника. У капсулі блока перетворення енергії планувалося розмістити чотири модулі теплообмінних секцій, виконаних за схемою рис 1.12(а), розміщених по колу встановленого всередині вертикально розташованого турбокомпресора. Як матеріал для виготовлення всіх елементів конструкції теплообмінника в проекті закладено використання хром-молібденової жаростійкої сталі (1/2Cr 1/2Mo). Температура води на виході з попереднього теплообмінника в проекті [10] складає 60,72°C при витраті води 988 кг/с, що охолоджує.

Іншим можливим варіантом конструкції теплообмінника ГТ-МГР є пластинчасто-ребристий компактний теплообмінник, принципова схема якого представлена на рис.1.13, 1.14.

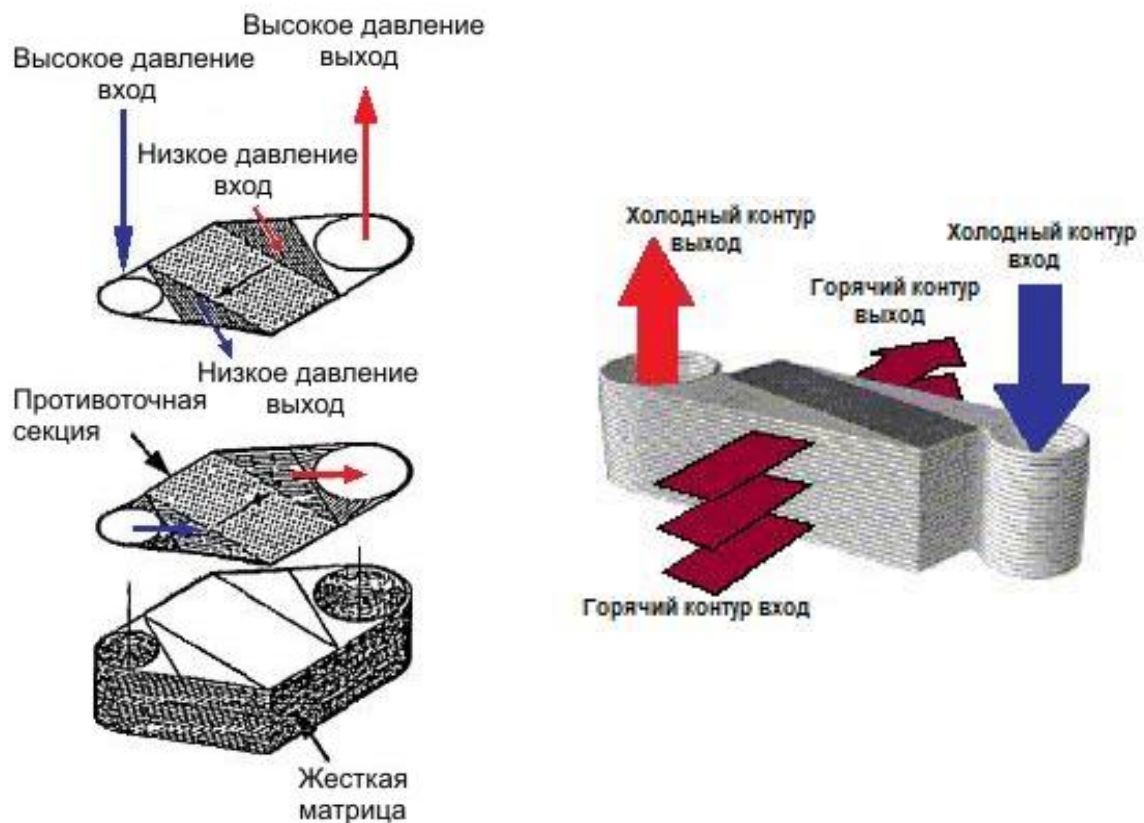


Рис. 1.13. Конструкції пластинчасто-ребристого теплообмінника ГТ-МГР

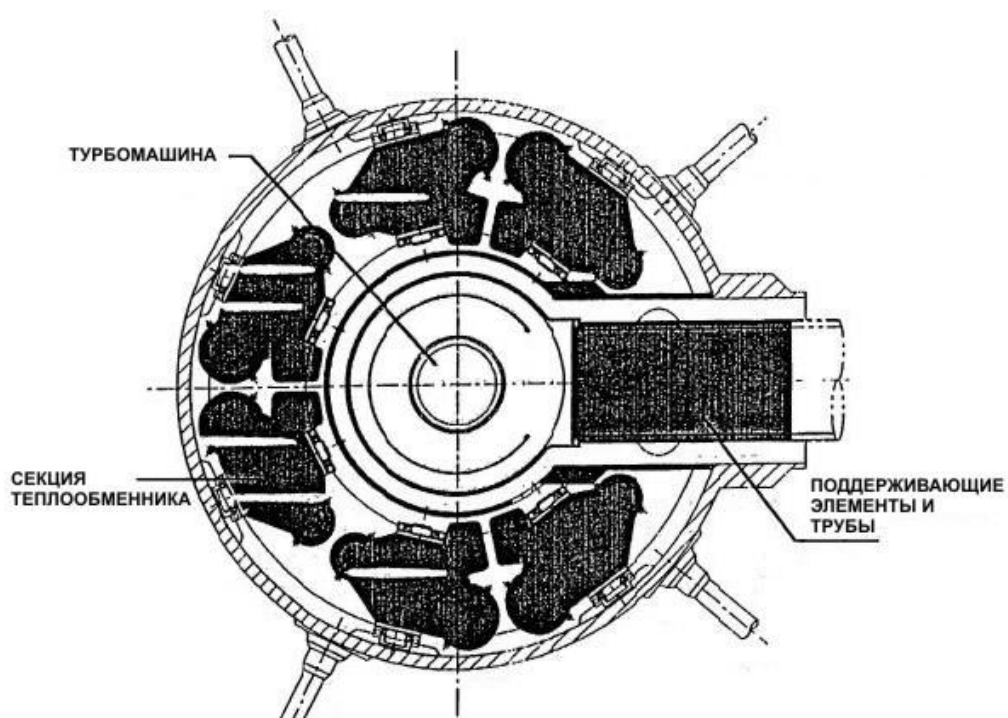


Рис. 1.14. Варіант компоновки пластинчато-ребристого компактного теплообмінника в капсулі БПЕ ГТ-МГР (General Atomics 1996 р.)

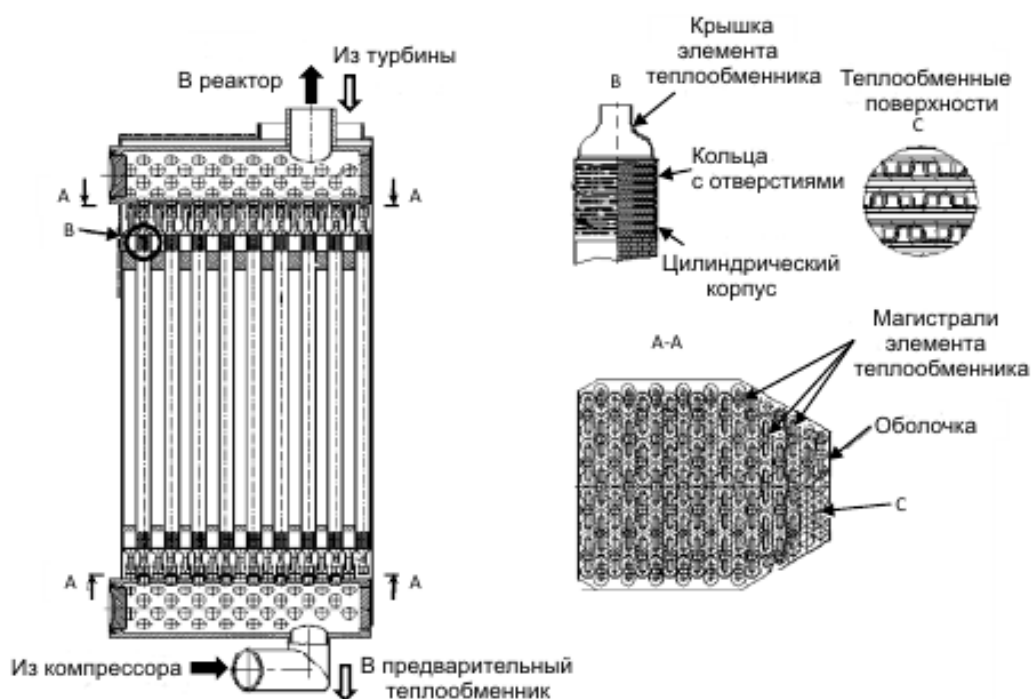


Рис. 1.15. Модуль пластинчато-ребристого регенератора, разобраный в рамках російсько-американського проекту

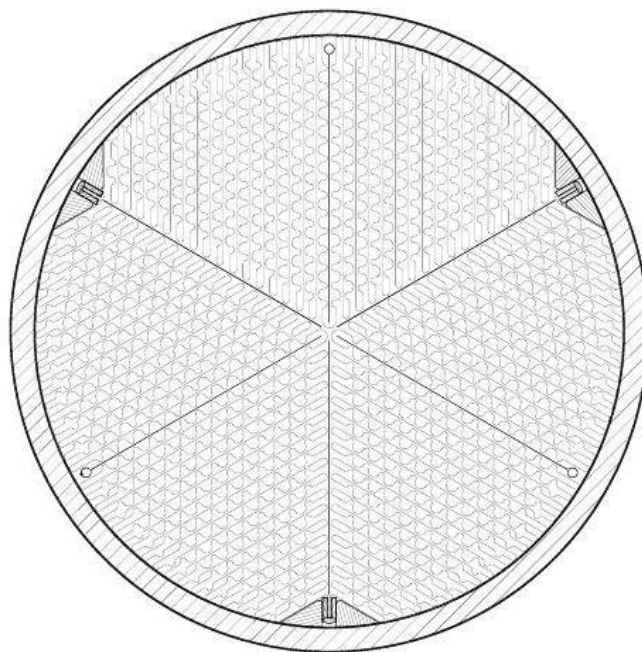


Рис. 1.16. Поперечний перетин альтернативного варіанту теплообмінного модуля регенератора ГТ-МГР

Пропонований фірмою General Atomics (США) варіант конструкції пластинчасто-ребристого теплообмінника для БПЕ ГТ-МГР є збіркою, що складається з шести протиточних теплообмінних модулів, розміщених у капсулі блока перетворення енергії навколо турбокомпресора, як показано на рис.1.14. Теплоносій високого тиску підводиться до теплообмінника горизонтально через багаточисельні канали, утворені теплообмінною збіркою і конструкціями БПЕ. Процес теплопередачі відбувається безпосередньо в теплообмінній збірці, в якій гарячий і холодний теплоносії рухаються в протилежних напрямках, розділені пластинами теплообмінної збірки. Пластини теплообмінної збірки розділені між собою прямокутними розсіченими ребрами, що забезпечують міцність і жорсткість конструкції. Елементи конструкції теплообмінника (пластини, ребра, що підводять канали) в збірці є дуже міцною монолітною конструкцією. Головним чинником, що обмежує ресурс пластинчасто-ребристих теплообмінників є великий рівень термічної напруги в елементах його конструкції. Запропонована конструкція спроектована так, щоб мінімізувати вплив цього

негативного чинника та забезпечити тривалий ресурс роботи теплообмінника. Це досягається за рахунок використання концепцій так званих пластинчастих труб, які є інтегральною формою сполучних бар'єрів каналів і багатовихідних кілець. Концепція формування труб із кілець розроблялася фірмою *Allied Signal* впродовж декількох років для різних вживань. Така конструкція є також нечутливою до акустичних і механічних вібрацій.

Враховуючи особливості компоновки блока перетворення енергії ГТ-МГР і необхідність здобуття високої ефективності перетворення енергії в ньому з метою забезпечення мінімальних гідравлічних втрат у гарячому та холодному трактах теплообмінного устаткування при його максимальній компактності в проектах БПЕ ГТ-МГР, що розробляються в даний час, перевага віддається використанню теплообмінників пластинчасто-ребристого типу. Даний тип теплообмінників найбільшою мірою відповідає всім необхідним вимогам, що пред'являються до теплообмінного устаткування.

1.5 Геометричні параметри розсічених оребрених поверхонь теплообміну

Розсічені оребрені поверхні теплообміну в даний час є найбільш широко використовуваними поверхнями для високоефективних компактних теплообмінних апаратів у хімічній та авіаційній промисловості, а також в ядерній енергетиці. В таких поверхнях ребра утворюються шляхом розрізання прямокутних у поперечному перетині ребер і їх періодичним зрушенням на величину половини кроку вздовж напрямку перебігу теплоносія (рис.1.17). Обтікання потоком теплоносія таких ребер, що періодично уриваються, приводить до утворення «свіжих» пограничних шарів на поверхні ребер, що приводять до істотної інтенсифікації теплообміну на оребреній таким чином теплообмінній поверхні. Розсічення прямокутних ребер приводить також до зростання гідравлічних втрат, обумовлених як

збільшенням коефіцієнта тертя, так і утворенням вихрових структур на вхідних і вихідних кромках ребер.

Розсічені оребрені теплообмінні поверхні (рис.1.17) були вперше запропоновані для теплообмінників ГТ-МГР в 1994 році. Розробки теплообмінників 1994-1996 років, виконані в США компанією General Atomics показали, що розсічені ребра теплообмінних поверхонь повинні мати ребра шириною 1,27 і 0,9 мм та висоту 1,27 і 1,9 [11]. Довжина безперервної частини ребер не вказувалася, але досліджені варіанти геометрії оребрень багато в чому відповідали даним роботи [12]. Аналогічні оребрені поверхні були використані для створення компактних теплообмінників для ГТ-МГР у ФГУП ФНПЦ «Дослідне конструкторське бюро машинобудування ім.І.І.Афрікатова» (Росія, м.Нижній Новгород).

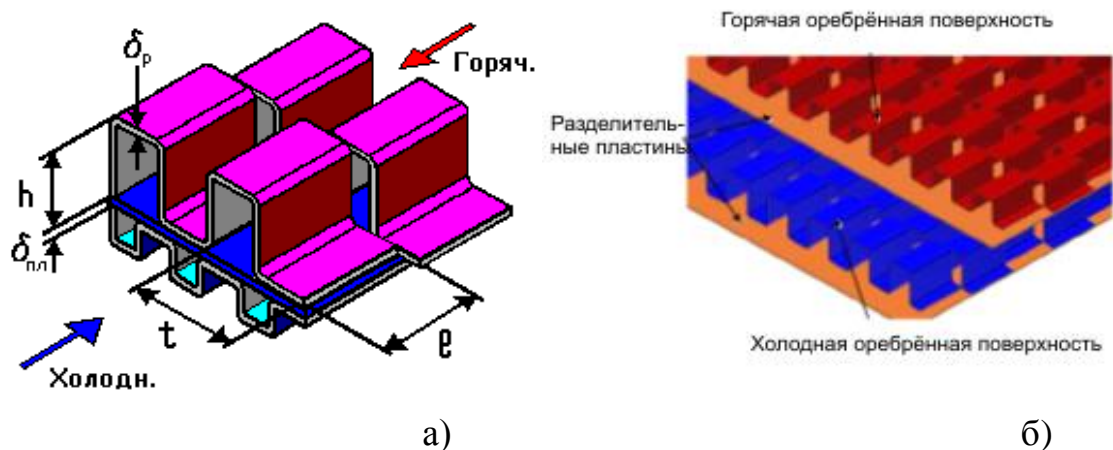


Рис. 1.17. Основні геометричні параметри теплообмінної поверхні із розсіченим оребренням (а) та схема пластини з прямокутними розсіченими ребрами (б)

З великою мірою впевненості можна передбачити, що фахівці з компанії General Atomics взяли за основу дані роботи Лондона і Кейса [12] для розробки теплообмінника ГТ-МГР.

Двома найбільш відповідними для створення компактного пластинчастого теплообмінника ГТ-МГР типами досліджених розсічених

оребраних поверхонь за даними [12] є оребрення 1/9-24.12 і 1/10-19.74. Порівняння геометричних характеристик теплообмінних поверхонь, використаних у реальній конструкції розробки 1994 року і представлених у роботі [12] приведені в таблиці 1.3.

Геометричні параметри двох теплообмінних поверхонь, позначених на рис.1.17 (а), представлені в таблиці 1.4.

Велика кількість геометричних і теплофізичних характеристик, досліджених розсічених оребраних поверхонь представлена також у роботах [13,14]. Дані для різних оребраних поверхонь, що зазначені в роботах [13,14], приведені в таблицях 1.5, 1.6.

Таблиця 1.3

Геометричні параметри ребер 1 / 9-24.12 і 1 / 10-19.74

Тип поверхні теплообміну	Ширина ребер	Кількість ребер на одиницю довжини	Висота ребер	Довжина ребер
	мм	ребер/см	мм	мм
1994 ГТ-МГР рекуператор (сторона 1)	1,27	7,9	1,27	-
1/10-19.74 [1]	1,29	7,8	1,29	2,54
1994 ГТ_МГР рекуператор (сторона 2)	0,91	11,0	1,9	-
1/9-24.12 [1]	1,05	9,5	1,91	2,82

Перша група розсіченого прямокутного оребрення за даними роботи [15] складається з 10 досліджених оребраних поверхонь і має позначення вигляду Рп-6-2-6, де буквами вказаний тип оребрення (Рп – розсічені прямокутної форми), а цифрами позначені висота оребрення, відстань між ребрами і довжина ребра (рис.1.17). В таблиці 1.4 представлені геометричні параметри оребрень для ребер малої висоти за даними роботи [16], а в таблиці 1.5 – великої (більше 20 мм) висоти, поданими в роботі [15].

Таблиця 1.4

Геометричні параметри для ребер малої висоти

Параметр	Змінна	Значення параметра		Одиниці виміру величини
		1/9-24.12	1/10-19.74	
Висота ребра	h	1,910	1,290	мм
Гідравлічний радіус	r_z	0,3025	0,3050	мм
Товщина ребер	δ	0,102	0,051	мм
Довжина ребер	l	2,8	2,54	мм
Ширина ребра (0,5 кроку ребер)	$w (0,5t)$	1,053	1,286	мм
Коефіцієнт компактності	β	1278,5	1403,1	м ² /м ³
Питома поверхня оребрення	φ	0,875	0,923	-
Коефіцієнт захаращення	σ	0,3867	0,4279	-

Таблиця 1.5

Геометричні параметри для ребер середньої висоти

№ п/п	Назва	h , мм	d_z , мм	N	t , мм	δ , мм	l , мм	β , м ² /м ³	φ
1.	Рп-6-2-6	6,35	3,08	437	4,57	0,152	6,35	1204	0,756
2.	Рп-9-2-3	9,52	2,68	594	3,66	0,254	3,17	1250	0,840
3.	Рп-10-2-3	10,5	2,65	598,4	3,36	0,152	3,18	1382	0,875
4.	Рп-12-2-2	12,3	3,41	480,3	4,16	0,102	2,38	1115,5	0,862

Таблиця 1.6

Геометричні параметри для ребер великої висоти

№ п/п	Назва	h , мм	d_z , мм	N	t , мм	δ , мм	l , мм	β , м ² /м ³	φ
1.	Рп-22-2-7	21,5	5,27	555,5	3,6	0,6	6,9	624	0,857
2.	Рп-27-2-9	26,6	6,58	460	4,35	-	8,5	518	0,86
3.	Рп-31-2,5-5	31,1	7,72	400	3,0	-	5,0	452	0,861
4.	Рп-31-2,5-8	-	-			-	7,5	-	-
5.	Рп-31-2,5-10	-	-			-	10,0	-	-
6.	Рп-31-2,5-15	-	-			-	15,0	-	-
7.	Рп-31-2,5-18	-	-			-	17,5	-	-
8.	Рп-31-2,5-25	-	-			-	25,0	-	-
9.	Рп-31-5	-	-		10	-	25,0	-	-
10.	Рп-42-3-14	41,6	10,35	307,7	6,5	-	13,5	348	0,865

Вказані вище досліджені типи ребрення представлені в таблицях в порядку зростання кроку ребер, а при однаковому кроці – у міру збільшення довжини одиничного короткого ребра.

1.6 Особливості гідродинаміки і теплообміну в каналах теплообмінних секцій із прямокутним розсіченим ребренням

На сьогоднішній день найбільш ефективними поверхнями теплообміну є поверхні зі зміщених смуг із розсіченими ребрами [17]. Їх висока ефективність заснована на декількох фізичних ефектах. Сама форма поперечного перерізу з прямими кутами і подовженими ребрами призводить до запізнення настання турбулентних режимів течії в порівнянні з ребрами трикутної форми, але в той же самий час до додаткового збільшення інтенсивності тепловіддачі [17].

Також розсічення безперервного ребра на кілька коротких призводить до додаткового зростання інтенсивності тепловіддачі за рахунок появи трьох додаткових гідродинамічних процесів. Перший процес протікає на передніх гострих кромках ребер, де при набіганні потоку теплоносія генеруються пристінкові вихори, які періодично зриваються в ядро основного потоку. Виділена при цьому додаткова кінетична енергія витрачається на зменшення товщини і руйнування пристінного ламінарного підшару, що призводить до зростання середнього по перетину коефіцієнта тепловіддачі [17].

Решта гідродинамічних процесів протікає на задньому зрізі ребра. Другий процес відбувається при стіканні потоку з ребра і призводить до утворення за ним крайового сліду. В результаті взаємодії крайового сліду з основним потоком відбувається турбулізація і перемішування ядра потоку в наступному за ребром короткому теплообмінному каналі. Третій процес – це дроселювання потоку, яке протікає при виході потоку з короткого теплообмінного каналу і при його взаємодії зі встановленим за ним ребром. У початковий момент часу, за рахунок розширення живого перетину (з

огляду на обрив стінок короткого каналу) відбувається незначне загальне гальмування потоку. Потім за рахунок зменшення живого перетину наступним ребром відбувається деяке прискорення потоку. Зазначені явища призводять до додаткової генерації вихорів в ядрі потоку за рахунок створюваного поздовжнього градієнта швидкості в каналі. Загальний вигляд поверхні з розсіченими прямокутними ребрами був показаний на рис. 1.17.

Розсічення довгих гладких каналів призводить до руйнування примежового шару і підвищення інтенсивності тепловіддачі в порівнянні з гладкоканаліною теплообмінною поверхнею при тих же умовах руху газоподібного тепло- або холодоносія. Чим меншою є величина параметра розсічення l/d , тим частіше відбувається штучне збурення примежового шару за рахунок генерації в ньому вихорів. Ці вихори генеруються турбулізуючою входною кромкою каналу (ребра), що обумовлює підведення додаткової енергії до потоку в тонкому пристінному шарі зі слабкою подальшою дифузією вихорів в ядро потоку. Відповідно, чим меншим є параметр розсічення, тим вищим є коефіцієнт тепловіддачі, хоча одночасно зростає і коефіцієнт аеродинамічного опору розсіченої теплообмінної поверхні. В роботі [18] були отримані залежності інтенсифікації теплообміну при різних співвідношеннях $l/d_{екв}$, які показані на рис. 1.18, 1.19.

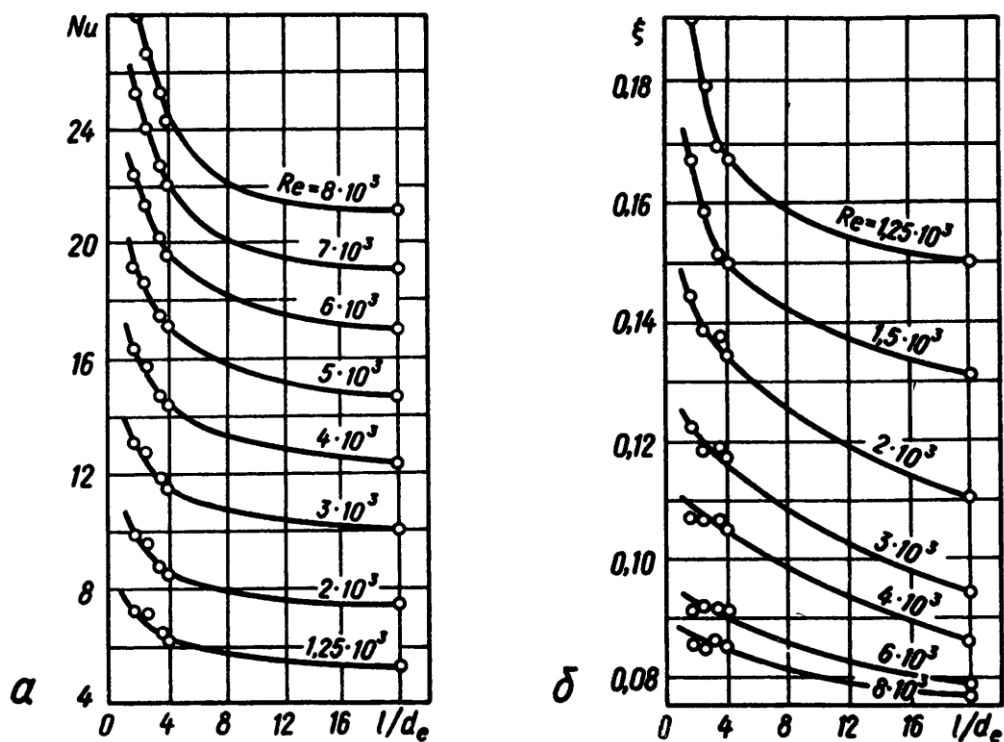


Рис. 1.18. Вплив відносної довжини одиничного ребра на інтенсифікацію теплообміну і гідравлічні втрати при однаковій товщині ребра $\delta_p / d_{екв} = 0,0777$

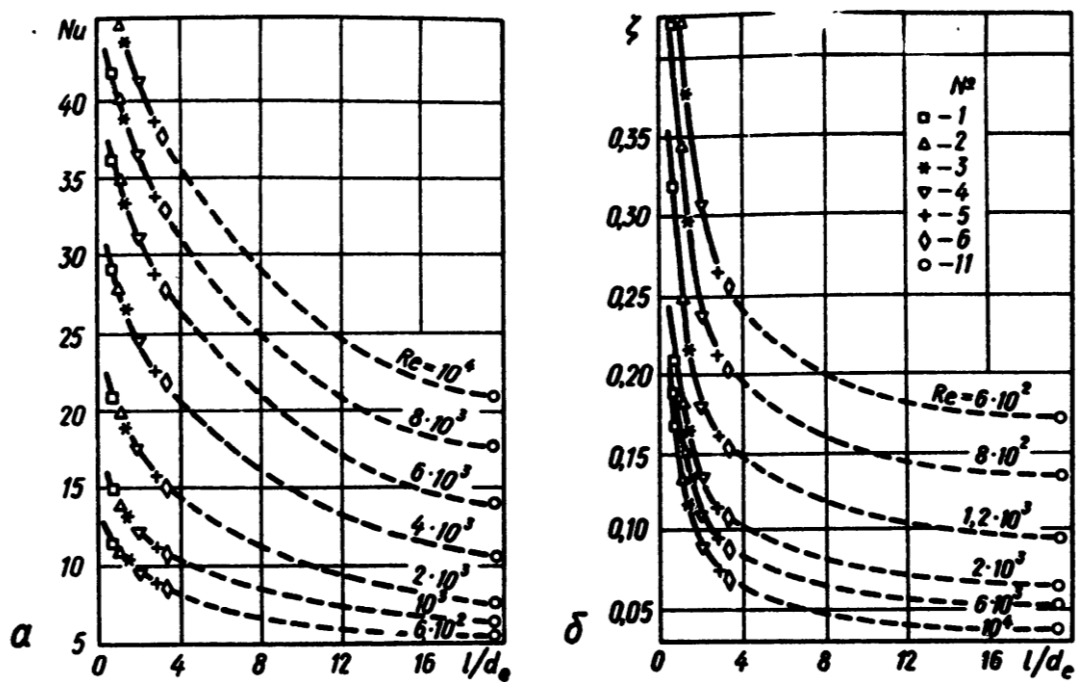


Рис. 1.19. Вплив відносної довжини одиничного ребра на інтенсифікацію теплообміну і гідравлічні втрати при однаковій товщині ребра $\delta_p / d_{екв} = 0,0777$

Загальний вигляд рисунків показує зміну процесів, що протікають в одиничних каналах пластинчасто-ребристої поверхні, в залежності від геометричних факторів щілинного каналу. Наприклад, збільшення щільності каналу h/h_p в діапазоні від 6 до 10 призводить до зростання інтенсифікації теплообміну Nu/Nu_0 в 2,6 рази за рахунок зменшення впливу кутового ефекту. Збільшення відносної довжини ребра $l/d_{\text{екв}}$ призводить до різкого падіння інтенсивності тепловіддачі і гідравлічного опору внаслідок зниження питомої кількості вихрових систем на одиницю довжини.

Більш складний вплив на тепловіддачу і гідродинамічний опір чинить відносна товщина ребра $\delta_p/d_{\text{екв}}$ (рис. 1.20).

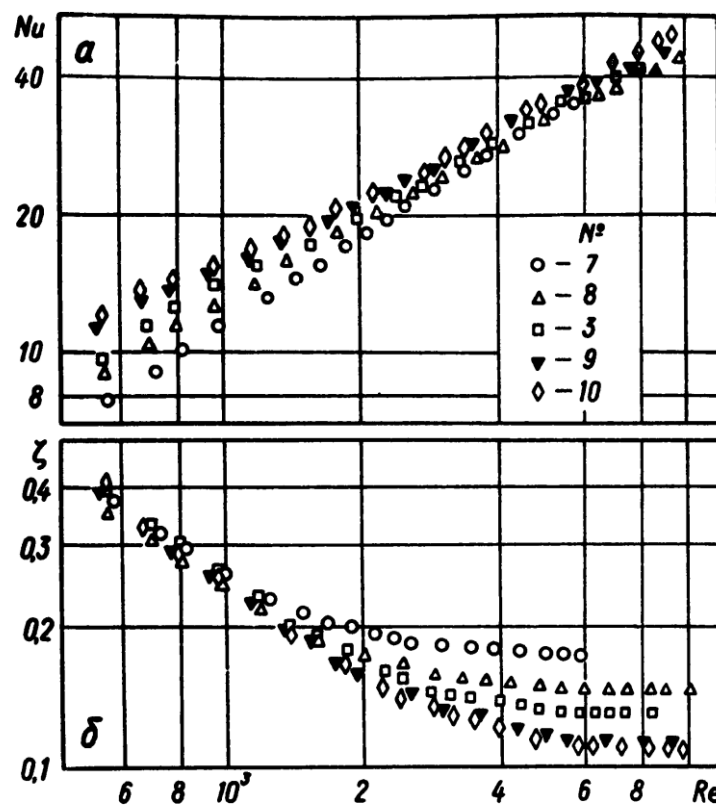


Рис. 1.20. Вплив відносної товщини одиничного ребра $\delta_p/d_{\text{екв}}$ на інтенсифікацію теплообміну і зростання гідравлічних втрат при однаковій довжині ребра $l/d_{\text{екв}}$

Зменшення товщини ребра в цілому викликає зростання тепловіддачі і

зниження гідравлічного опору, оскільки вихрові структури меншого масштабу краще руйнують ламінарний підшар, але при цьому вносять менше збурення в основний потік. Обтікання лобової поверхні торців ребер з гострими кромками при вході теплоносія в довгий прямокутний канал призводить до руйнування ламінарного примежового шару внаслідок утворення вхідних вихорів з масштабом, порівнянним з половиною товщини ребра δ (стінки каналу), що згодом супроводжується монотонним зменшенням найбільшого вхідного значення безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі – критерію Нуссельта Nu , що прагне до свого стабілізованого значення в довгому гладкому каналі при $L > L_{ст.д.}$

Однак цей механізм надає різний вплив в ламінарній і турбулентній областях. У першому випадку ($Re < 2000$) зниження $\delta_p / d_{екв}$ до 0,05 призводить до різкого зростання числа Nu до 100% і до зниження гідравлічних втрат всього на 8%. Це пов'язано з великою товщиною ламінарного підшару поблизу стінки і чутливістю тепловіддачі в ньому до розмірів і інтенсивності вихорів. В турбулентній області ($Re > 2000$) зниження $\delta_p / d_{екв}$ до 0,05, навпаки, збільшує значення числа Nu всього на 10%, але при цьому призводить до різкого (майже на 70%) зниження гідравлічних втрат. Це пов'язано з тим, що більш потужні і великомасштабні вихри за товстим ребром практично не досягають тонкого ламінарного підшару, але істотно збільшують інтенсивність вихреутворення і витрати енергії на нього в ядрі потоку.

Тому значення відносної товщини ребра – геометричного безрозмірного параметра $d / d_{екв}$ визначає [17], чи будуть у вхідних перетинах каналів утворюватися дрібномасштабні вихори, які повністю (або майже повністю) поширюються в тонкому пристінному шарі і збільшують в ньому турбулентну провідність (менші значення $d / d_{екв}$ – більші значення Nu), або це будуть великомасштабні енергоємні вихори (більші значення $d / d_{екв}$ – менші значення Nu), які турбулізують і ядро потоку теплоносія, що

практично не впливає на інтенсифікацію теплообміну, але призводить до зростання аеродинамічних втрат і за межами пристінного шару, де турбулентна провідність і без того велика. На невеликій довжині l в порівнянні з L короткого каналу пластинчасто-ребристої матриці найбільше вхідне значення критерію Nu знижується незначно. Використовуючи таку поверхню, можна робити ребра короткими ($l/d \ll L/d$) в напрямку руху потоку теплоносія, а змінюючи величину параметра $d/d_{екв}$ – керувати масштабом утворених вихорів, досягаючи досить високих середніх значень коефіцієнта тепловіддачі при помірному зростанні аеродинамічного опору.

Таким чином, можна сформулювати загальне правило підбору розсічених прямокутних ребер – чим менша ефективність реалізованого в теплообмінних секціях режима течії, тим більшою повинна бути щільність каналу і тим меншими повинні бути відносна довжина і товщина ребра. По мірі переходу до більш ефективних режимів течії з ростом числа Re необхідно знижувати параметр щільності каналу, при цьому збільшуючи довжину ребер (через зростання гідравлічних втрат) і по можливості зберігати як можна менше значення товщини ребра.

Є також велика кількість робіт, присвячених дослідженню гідродинаміки і теплообміну в пластинчасто-ребристих теплообмінниках із розсіченими ребрами у зарубіжних публікаціях. Так, у роботі [19] представлені результати чисельних досліджень інтенсифікації теплообміну в пластинчастих ребристих теплообмінниках із суцільними і розсіченими ребрами. В роботі також був досліджений ефект впливу товщини ребер і нестационарні вихрові ефекти, що мають місце при обтіканні вхідних і вихідних кромek тонких ребер потоком теплоносія. Було показано, що при значеннях числа Рейнольдса більше критичного потік у міжреберних каналах стає нестационарним і вихори, що генеруються ребрами, починають грати головну роль у процесі інтенсифікації теплообміну, збільшуючи тепловіддачу за рахунок перенесення свіжих порцій теплоносія з ядра потоку до поверхні ребер.

В роботі [20] представлені результати експериментальних і чисельних досліджень гідродинаміки та теплообміну в каналах з розсіченими пластинчастно-ребристі поверхнями теплообміну. В результаті дослідження втрат тиску, зміни локальних значень чисел Нуссельта, середніх значень коефіцієнтів тепловіддачі і коефіцієнтів тертя, було показано, що характер формування примежових шарів, відрив і приєднання потоку, а також утворення вихрових структур у міжреберних каналах сильно залежать від геометрії розрізних ребер.

Джоши і Вебб [21] розробили аналітичну модель розрахунку коефіцієнта тепловіддачі і коефіцієнта тертя для розсіченої ребреної поверхні з ребрами прямокутної форми в поперечному перерізі. У процесі дослідження переходу ламінарного примежового шару в турбулентний, ними була виконана серія експериментів по візуалізації потоку в міжреберних каналах, і було отримано рівняння, засноване на гідродинамічних умовах в слідах кромки за вихідною кромкою ребер. У даній роботі були так само модифіковані кореляційні залежності, отримані Вейтінгом у роботі [22] для різних режимів течії, досліджених експериментально в роботі [23]. Було показано, що потік у міжреберних каналах може бути стаціонарним і ламінарним при першому режимі течії, а при другому режимі течії були виявлені коливальні в поперечному напрямку структури потоку. При третьому режимі течії утворюються додаткові осциляції в області сліду кромки за вихідною кромкою ребра в міжреберному каналі наступного ряду ребер. І, нарешті, при четвертому режимі течії відбувається затінення міжреберних каналу вихровими структурами.

Кореляційні залежності для ламінарного режиму течії, отримані Джоши і Веббом, описували параметри j (параметр аналогії Шилтона-Колбана) і f (коефіцієнт тертя), починаючи з другого режиму течії теплоносія. Тому вони вважали, що саме ця точка відповідає критичному значенню числа Рейнольдса, за якого відбувається перехід від ламінарного режиму течії до турбулентного.

Висновки до розділу

В даному розділі проаналізовано стан сучасної атомної енергетики та визначено найбільш перспективну надвисокотемпературну реакторну систему, якою є новітня ядерна установка IV покоління - ГТ-МГР для генерації електрики (з ККД $\sim 50\%$) з використанням прямого газотурбінного циклу. Головною задачею при розробці високотемпературних ядерних енергетичних установок є підвищення їх ефективності за рахунок вдосконалення теплообмінного обладнання.

Основною метою цієї роботи є визначення оптимальних габаритних розмірів протиточного попереднього теплообмінника модульної ядерної енергетичної установки з гелієвим реактором при заданому рівні ефективності.

Для цього був проведений аналіз існуючих конструкцій теплообмінників та типів теплообмінних поверхонь (трубчастих, пластинчастих, спіральних, змієвикових та оребрених), було підібрано оптимальну поверхню теплообміну з розсіченим оребренням та визначено два найбільш відповідних для створення компактного пластинчастого теплообмінника ГТ-МГР типи розсічених оребрених поверхонь - це оребрення 1/9-24.12 і 1/10-19.74.

Виконано аналіз режимів течії в каналах пластинчато-ребристих поверхонь теплообміну з прямокутними розсіченими ребрами.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГЕЛІЄВО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ БЛОКУ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ ГТ-МГР

2.1 Теплогідравлічні характеристики прямокутного розсіченого оребрення

Результати аналізу наявних літературних даних по дослідженню теплогідравлічних характеристик розсічених прямокутних ребер дозволили визначити найбільш оптимальні кореляційні залежності для математичного моделювання оребрення для прямокутних каналів з геометричними параметрами, що відповідають таблиці 1.6 (висота оребрення $h > 20$ мм). Для них теплогідравлічні характеристики можна розрахувати за єдиними залежностями [24], отриманими в результаті узагальнення експериментальних даних в діапазоні зміни $Re = 500 \dots 10000$.

Визначити числа Нуссельта для цих типів ребер можна за наступними кореляційними залежностями:

при $Re \leq Re_1^*$

$$Nu = 4,37 \cdot 10^{-4} \bar{\delta}^{-2,6} \bar{l}^{-0,15} Re^{[2,2 \bar{\delta}^{0,55} \bar{l}^{-0,02}]}, \quad (2.1)$$

з точністю $\pm 7\%$;

при $Re > Re_1^*$

$$Nu = 7,23 \cdot 10^{-3} \bar{\delta}^{-1,6} \bar{l}^{-0,9} Re^{[1,2 \bar{\delta}^{0,34} \bar{l}^{-0,15}]}, \quad (2.2)$$

з точністю $\pm 10\%$,

де $Re_1^* = 3960 \cdot \bar{\delta}^{0,25} \bar{l}^{0,42}$.

Коефіцієнт гідравлічних втрат обчислюється з наступних залежностей:

при $Re \leq Re_2^*$

$$\xi^* = 1,05 \bar{\delta}^{-1,05} \bar{l}^{0,217} \text{Re}^{[-0,277 \bar{\delta} - 0,285 \bar{l}^{0,064}]}, \quad (2.3)$$

з точністю $\pm 10\%$;

при $\text{Re} > \text{Re}_2^*$

$$\xi^* = 0,131 \bar{\delta}^{-0,44} \bar{l}^{0,234} \text{Re}^{[-0,0042 \bar{\delta} - 1,25 \bar{l}^{0,39}]}, \quad (2.4)$$

з точністю $\pm 12\%$,

де $\text{Re}_2^* = 448 \cdot \bar{\delta}^{-0,653} \bar{l}^{0,09}$.

У формулах (2.1)-(2.4) використані безрозмірні значення товщини $\bar{\delta} = \delta_p / d_{\text{екв}}$ та довжини ребра $\bar{l} = l / d_e$.

Для прямокутних каналів з геометричними параметрами оребрення таблиці 2.3 відповідають графічні залежності у вигляді $\text{St Pr}^{2/3} = f(\text{Re})$ і $f = f(\text{Re})$, що наведені в роботі [25]. Ці залежності з високою точністю можна представити аналітично у вигляді експоненційних кореляційних співвідношень другого порядку:

для ребер Рп-6-2-6:

$$\text{St Pr}^{2/3} = 0,00484 + 0,02072 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{330,70933}} + 0,00712 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{2977,99979}}, \quad (2.5)$$

$$f = 0,01952 + 0,08384 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{415,20429}} + 0,02804 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{1914,92298}}; \quad (2.6)$$

для ребер Рп-9-2-3:

$$\text{St Pr}^{2/3} = 0,00966 + 0,01207 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{503,89109}} + 0,01093 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{2970,92298}}, \quad (2.7)$$

$$f = 0,06352 + 0,3225 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{223,97072}} + 0,04571 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{1652,80194}}; \quad (2.8)$$

для ребер Рп-10-2-3:

$$\text{St Pr}^{2/3} = 0,00754 + 0,01301 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{188,04658}} + 0,00886 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{2716,24207}}, \quad (2.9)$$

$$f = 0,04916 + 0,22449 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{200,03298}} + 0,05045 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{1195,59384}}; \quad (2.10)$$

для ребер Рп-12-2-2:

$$\text{St Pr}^{2/3} = 0,00566 + 0,0555 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{542,58753}} + 0,00985 \cdot e^{-\frac{\text{Re}}{3760,60324}}, \quad (2.11)$$

$$f = 0,03946 + 0,2348 \cdot e^{-\frac{Re}{326,25492}} + 0,04798 \cdot e^{-\frac{Re}{2427,70192}}. \quad (2.12)$$

Наступні експериментальні кореляційні залежності, отримані Лондоном і Кайзом в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re = 200 \dots 5000$, наводяться в роботі [26] для розсіченого оребрення з геометричними параметрами оребрення, відповідними таблиці 2.3 (мала висота ребер):

для ребер 1/9-24.12:

$$St Pr^{\frac{2}{3}} = 3,444 \cdot Re^{-0,998} + 0,007806, \quad (2.13)$$

$$f = 20,16 \cdot Re^{-0,987} + 0,02825, \quad (2.14)$$

для ребер 1/10-19.74:

$$St Pr^{\frac{2}{3}} = 1,4 \cdot Re^{-0,8233} + 0,005697, \quad (2.15)$$

$$f = 26,6 \cdot Re^{-1,046} + 0,02721. \quad (2.16)$$

За умови, що число Прандтля є відомим, і враховуючи зв'язок числа Стентона з числом Нуссельта у вигляді формули:

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{Re Pr}, \quad (2.17)$$

залежності (2.13), (2.15) можна перетворити в подальшому до класичного вигляду, зручного для визначення коефіцієнтів тепловіддачі:

$$Nu = \left[St Pr^{\frac{2}{3}} \right] \cdot Re Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (2.18)$$

Отже, для подальшого аналізу в цілому є 16 варіантів прямокутних розсічених ребер з необхідними для розрахунку їх теплогідравлічних характеристик кореляційними залежностями.

2.2 Моделювання теплофізичних властивостей теплоносіїв

Рівняння стану та кореляційні залежності для розрахунку теплофізичних властивостей гелію в діапазоні температур $273 \dots 1500^{\circ} \text{C}$ наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Теплофізичні властивості гелію

№ п.п.	Параметр	Залежність	Похибка обчислення
1.	Газова постійна	$R = 2077,22 \text{ (Дж/кг К)}$	$<0,05\%$
2.	Рівняння стану	$PV = RT + PB(T),$ де $B(T) = C_1 + \frac{C_2}{1 - C_3 T} + \frac{C_4}{1 + C_5 T}$ $C_1 = 9,489433 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^3\text{/кг)}$ $C_2 = 9,528079 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^3\text{/кг)}$ $C_3 = 3,420680 \cdot 10^{-2} \text{ (К}^{-1}\text{)}$ $C_4 = 2,739470 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{/кг)}$ $C_5 = 9,409120 \cdot 10^{-4} \text{ (К}^{-1}\text{)}$	
3.	Стисливість	$Z = 1 + \frac{P}{RT} B(T)$	$<1,0\%$
4.	Питома теплоємність	$C_p = 5193,0 \text{ (Дж/кг К)}$ $C_v = 3116,0 \text{ (Дж/кг К)}$	$<0,5\%$
5.	Ентальпія	$H - H_0 = C_p T + \left[B(T) - T \frac{d}{dT} B(T) \right] P$	$<1,0\%$
6.	Ентропія	$S - S_0 = C_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) - P \frac{d}{dT} B(T)$	$<1,0\%$
7.	Коефіцієнт динамічної в'язкості	$\mu = 3,953 \cdot 10^{-7} T^{0,667} \left(N - \frac{s}{m^2}\right)$	$1,5\%$
8.	Швидкість звуку	$a = Z \sqrt{kRT}$	$<1,0\%$
9.	Коефіцієнт теплопровідності	$\lambda = 2,774 \cdot 10^{-3} T^{0,701}$	$2,4\%$
10.	Число Прандтля	$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 0,74 T^{-0,014}$	$<3,0\%$

Теплофізичні властивості води та водяної пари

Теплофізичні властивості води та водяної пари в розробленій математичній моделі пластинчасто-ребристого теплообмінника моделювалися за допомогою спеціально розробленої для цієї мети процедури інтерполяції таблично заданої функції 2-х змінних на базі ENO-інтерполяції функції однієї змінної (Хартен [27]). В якості табличних даних основних

теплофізичних властивостей води та водяної пари були використані дані роботи [28].

Результати інтерполяції основних теплофізичних властивостей води та водяної пари за допомогою розробленої методики представлені на рис.2.1.

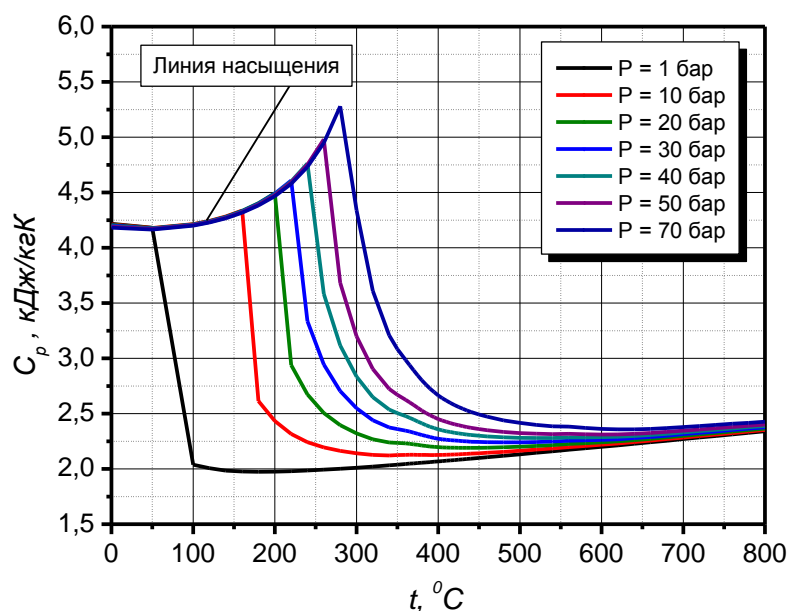


Рис. 2.1. Залежність ізобарної теплоємності води та водяної пари від температури та тиску

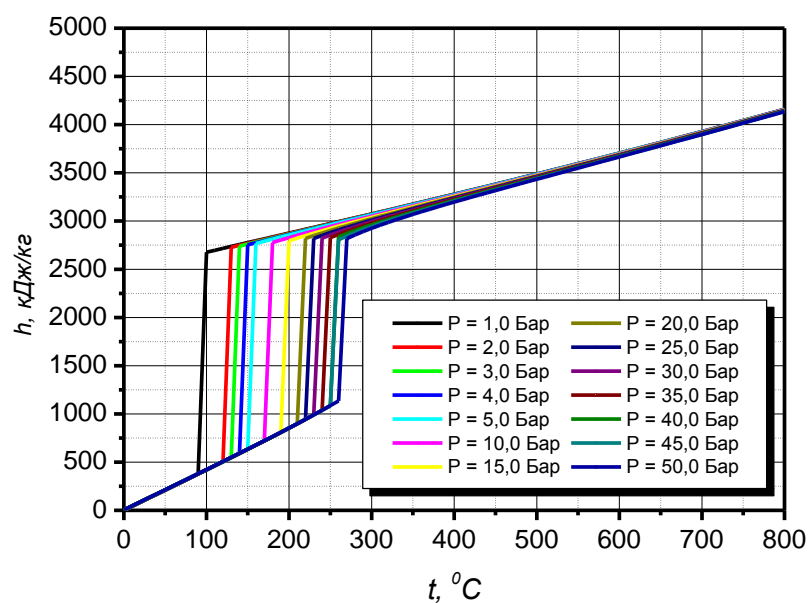


Рис. 2.2. Залежність питомої ентальпії води та водяної пари від температури та тиску

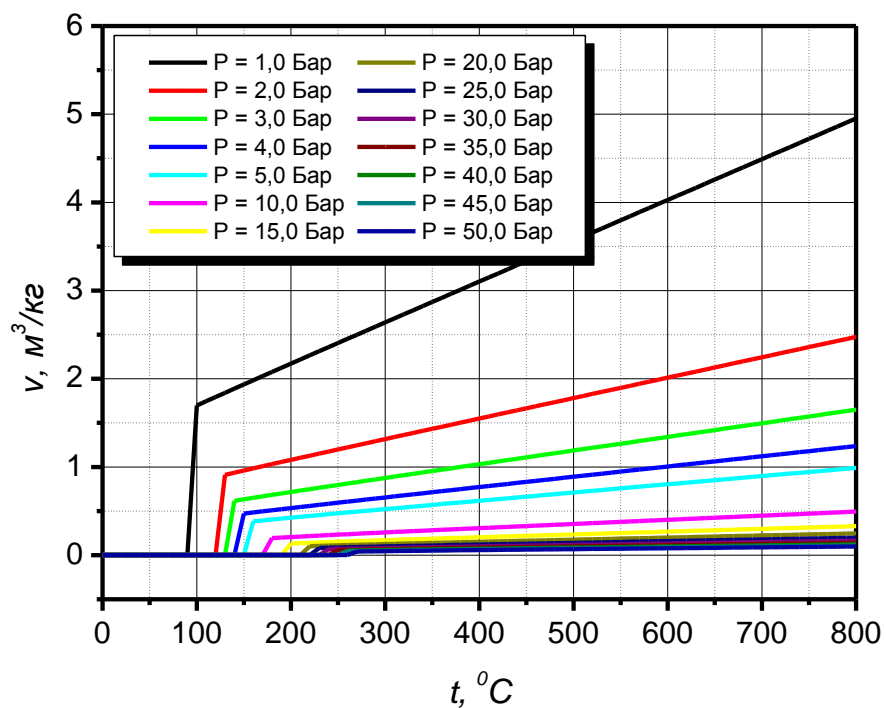


Рис. 2.3. Залежність питомого об'єму води та водяної пари від температури та тиску

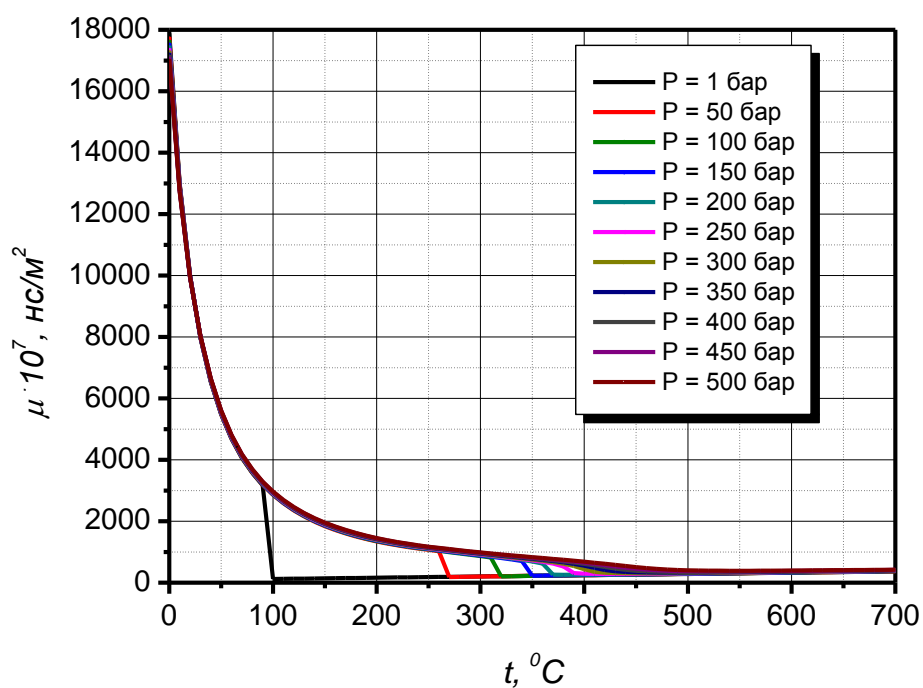


Рис. 2.4. Залежність коефіцієнта динамічної в'язкості води та водяної пари від температури та тиску

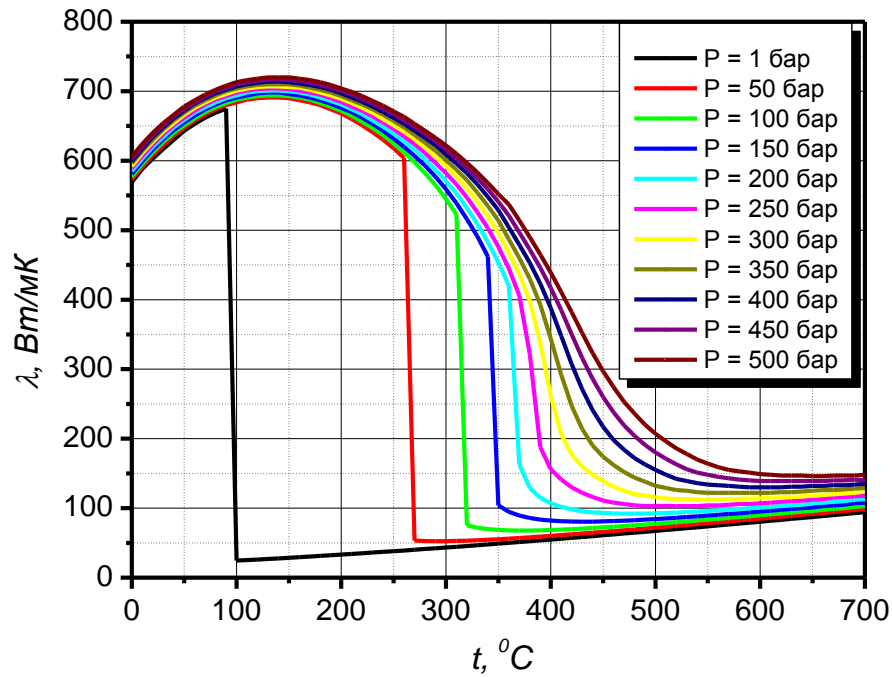


Рис. 2.5. Залежність коефіцієнта теплопровідності води та водяної пари від температури та тиску

2.3 Порядок теплового розрахунку протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника

Вихідними даними для теплового і гідравлічного розрахунку протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника є такі величини:

- Q_{TA} – повна теплова потужність теплообмінного апарату;
- T_e^{ex} – температура гарячого теплоносія на вході в теплообмінник;
- T_x^{ex} – температура холодного теплоносія на вході в теплообмінник;
- G_2 – витрати гарячого теплоносія;
- G_x – витрати холодного теплоносія;
- P_2 – тиск гарячого теплоносія на вході в теплообмінник;
- P_x – тиск холодного теплоносія на вході в теплообмінник;

- $\bar{T}_2^{вих}$ – середня температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника;
- Re_2 – число Рейнольдса гарячого теплоносія;
- $\bar{R} = R_x/R_2$ – відношення термічних опорів холодного і гарячого теплоносіїв;
- λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплообмінних секцій;
- ρ_{cm} – густина матеріалу, з якого виготовлені теплообмінні секції;
- δ_{pn} – товщина стінки розділової пластини теплообмінних секцій;
- $n_{пак}$ – кількість пакетів теплообмінних секцій;
- $d_{ex}, d_{вих}$ – діаметри вхідних і вихідних патрубків відповідно.

В даному випадку параметр $\bar{R} = R_x/R_2 \approx Re_x/Re_2$ являється режимним параметром роботи теплообмінного апарату. За однакового числа пакетів теплообмінних секцій з гарячою і холодною сторонами для теплообмінника протиточного типу цей параметр визначається витратами теплоносіїв і геометричними параметрами оребрень, тоді як значення \bar{R} задається лише для попереднього визначення числа Рейнольдса холодного теплоносія.

Необхідним для теплового розрахунку необхідно є задання теплофізичних властивостей гелію, що використовується в якості теплоносія в ГТ-МГР. За постійного тиску питома теплоємність гелію практично не залежить від температури в діапазоні $T = 0...1800^\circ\text{C}$ і тиску $P = 1...100$ бар, тому в розрахунках приймається постійною величина $C_p = 5195,0$ Дж/кг К [29].

Значення коефіцієнтів теплопровідності і динамічної в'язкості гелію [29] можна визначати з наступних залежностей [29]:

$$\lambda = 0,14789 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,6958}, \quad (2.19)$$

$$\mu = 1,865 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,7}, \quad (2.20)$$

де базова температура теплоносія – $T_0 = 273K$.

Порядок теплового розрахунку теплообмінника:

1. Теплофізичні властивості теплоносіїв на вході в теплообмінник із гарячою і холодною сторонами розраховуються за наступними виразами в якості початкових наближень їх середніх значень:

$$\lambda_z = 0,14789 \left(\frac{T_z^{ex}}{T_0} \right)^{0,6958}, \mu_z = 1,865 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T_z^{ex}}{T_0} \right)^{0,7}; \quad (2.21)$$

$$\lambda_x = 0,14789 \left(\frac{T_x^{ex}}{T_0} \right)^{0,6958}, \mu_x = 1,865 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T_x^{ex}}{T_0} \right)^{0,7}; \quad (2.22)$$

2. Задаються геометричні параметри обрешітання теплообмінних поверхонь із гарячою і холодною сторонами ($d_{екв}$, ϕ , δ , h , t , $l/d_{екв}$), представлені в таблицях 2.1...2.4.
3. Визначаються значення чисел Прандтля для гарячого і холодного теплоносіїв

$$Pr_\Gamma = \frac{\mu_z C_{p\Gamma}}{\lambda_\Gamma}, Pr_x = \frac{\mu_x C_{px}}{\lambda_x}; \quad (2.23)$$

4. Коли відомим є значення режимного параметра $\bar{R} = R_z/R_x$ і число Рейнольдса гарячого теплоносія (Re_z), то визначається величина числа Рейнольдса холодного теплоносія з виразу:

$$Re_x = Re_z \bar{R}; \quad (2.24)$$

5. Наступним визначається число Нуссельта відповідно для гарячого і холодного теплоносіїв із кореляційних залежностей для конкретних типів обраних поверхонь теплообміну.
6. Коефіцієнти тепловіддачі з гарячої і холодної сторони визначаються з виразів:

$$\alpha_z = \frac{Nu_z \lambda_z}{d_{екв_z}}, \quad \alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_x}{d_{екв_x}}; \quad (2.25)$$

7. Далі визначається реальне значення режимного параметра

$$\bar{R} = \bar{\varphi} \frac{\alpha_x}{\alpha_z}, \quad (2.26)$$

де $\bar{\varphi} = \varphi_x / \varphi_z$ – відношення питомих поверхонь оребрення з холодної і гарячої сторони.

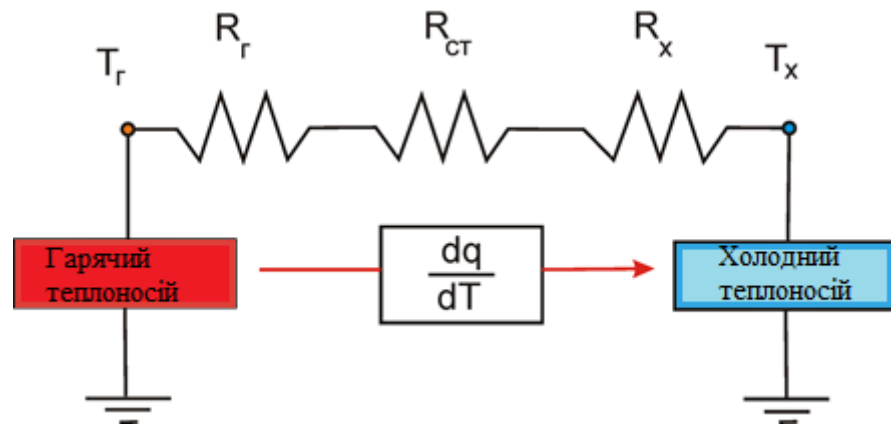


Рис.2.6. Схема розрахунку термічного опору теплообмінних поверхонь теплообмінника

8. Термічні опори з боку гарячого і холодного теплоносіїв на одиницю площі поверхні теплообміну, а також термічний опір стінки теплообмінника (див.рис. 2.1) визначаються з виразів:

$$R_z = \frac{1}{\eta_0 \alpha_z}, \quad R_x = \frac{1}{\bar{\varphi} \alpha_x}, \quad R_{cm} = \frac{\delta}{0,5 \varphi_z (1 + \bar{\varphi}) \lambda_{cm}}, \quad (2.27)$$

де $\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F} (1 - \eta_p)$ – ефективність повної поверхні теплообміну, η_p – коефіцієнт ефективності ребра. Оскільки для довгих тонких ребер величина $\eta_p \approx 0,99$ і $\frac{F_p}{F} \approx 1,0$, то в розрахунках приймається $\eta_0 = 1,0$.

9. Знаючи значення термічних опорів, можна розрахувати коефіцієнт теплопередачі з виразу:

$$k = \frac{1}{R_z + R_{cm} + R_x}; \quad (2.28)$$

10. Температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника визначається за формулою:

$$T_x^{вих} = T_x^{вх} + \frac{Q}{C_{px} G_x}, \quad (2.29)$$

де Q – теплова потужність теплообмінника.

11. Середньологаріфмічний температурний напір для протиточної схеми теплообмінника визначається з виразу:

$$\Delta \bar{T}_{\ln} = \psi \frac{(T_z^{вх} - T_x^{вих}) - (T_z^{вих} - T_x^{вх})}{\ln \left(\frac{T_z^{вх} - T_x^{вих}}{T_z^{вих} - T_x^{вх}} \right)}, \quad (2.30)$$

де ψ – поправочний коефіцієнт, що враховує напрямки руху теплоносіїв в теплообміннику. Для протиточної схеми течії теплоносія приймається $\psi = 1$.

12. Потрібна площа теплообмінної поверхні визначається з виразу:

$$F_z = \frac{Q}{k \Delta \bar{T}_{\ln}} \quad (2.31)$$

Якщо є відомою потрібна площа поверхні теплообміну, то можна визначити геометричні параметри теплообмінника.

2.4 Розрахунок геометрії протиточного теплообмінника

Для розрахунку геометрії протиточного ТОА, перш за все, необхідно розрахувати значення теплофізичних властивостей гелію. Коефіцієнт динамічної в'язкості визначається з виразу (2.18), а густина – з рівняння стану ідеального газу:

$$\rho_z = \frac{P_z}{RT_z}, \quad \rho_x = \frac{P_x}{RT_x}. \quad (2.32)$$

Швидкості потоків теплоносіїв визначаються з виразів:

$$w_z = \frac{Re_z \mu_z}{d_z \rho_z}, \quad w_x = \frac{Re_x \mu_x}{d_x \rho_x}. \quad (2.33)$$

Потрібні живі перерізи для гарячого і холодного теплоносіїв визначаються як:

$$S_z = \frac{G_z}{\rho_z w_z}, S_x = \frac{G_x}{\rho_x w_x}. \quad (2.34)$$

Проміжними параметрами, зручними для аналізу і вибору компоновання теплообмінника, є еквівалентні довжини гарячого і холодного оребрених пакетів. Вони обчислюються за формулами:

$$L_z = \frac{S_z}{h_p^z \left(1 - \frac{\delta_p^z}{t_z}\right)}, L_x = \frac{S_x}{h_p^x \left(1 - \frac{\delta_p^x}{t_x}\right)}. \quad (2.35)$$

Число оребрених пакетів в гарячому і холодному трактах ($n_{пак}^z = n_{пак}^x = n_{пак}$) $L_z = L_x$, адже в задачі розглядається протиточний теплообмінник. За цих умов спрощується задача визначення площі однієї пластини і габаритів пакета теплообмінних поверхонь.

Площу, що припадає на всі пластини теплообмінних збірки, можна визначити використовуючи параметр питомої поверхні оребрення ϕ :

$$F_{ТП} = \frac{F_z (1 - \phi_p)}{2}. \quad (2.36)$$

Тоді площа однієї пластини визначається як:

$$F_{пл} = F_z / n_{пак}. \quad (2.37)$$

де $n_{пак}$ – число пакетів теплообмінних поверхонь.

Габарити теплообмінної збірки визначаються з наступних виразів:

$$a = L_z / n_{пак}, b = F_{пл} / a, c = n_{пак} (h_z + h_x) + (n_{пак} + 1) \cdot \delta_{пл}. \quad (2.38)$$

Об'єм і маса теплообмінної збірки визначаються за формулами:

$$V = a \cdot b \cdot c, M = V \cdot \rho_{ст}. \quad (2.39)$$

Оскільки в теплообміннику протиточного типу площі живих перерізів і реальні значення чисел Рейнольдса в гарячому (Re_z) і холодному трактах (Re_x) визначаються розмірами пластин теплообмінної збірки, кількістю пакетів в гарячій та холодній магістралях (у нашому випадку $n_{пак}^z = n_{пак}^x$) і

геометричними параметрами оребрення, то необхідним є уточнення реальних значень чисел Рейнольдса, коефіцієнта теплопередачі (k) і дійсного значення режимного параметра (\bar{R}).

2.5 Критерій енергетичної ефективності теплообмінника

В якості основного критерію оцінки ефективності ТОА використовувався показник енергетичної ефективності теплообмінника, який, згідно з [30], визначається як відношення теплової потужності теплообмінника до сумарної потужності витраченої на подолання гідравлічних втрат в гарячій та холодній магістралях:

$$E_f = \frac{Q}{G_e \delta P_e + G_x \delta P_x}, \quad (2.40)$$

де δP_e і δP_x – втрати тиску відповідно в гарячій та холодній магістралях теплообмінника.

Енергетичний критерій Глазера характеризує теплогідравлічну ефективність конкретної теплообмінної поверхні з інтенсифікацією теплообміну і визначається окремо для гарячої і холодної поверхонь з виразів:

$$E_G^e = \frac{Q}{G_e \delta P_e}, \quad E_G^x = \frac{Q}{G_x \delta P_x}. \quad (2.41)$$

Таким чином, критерій Глазера є повною тепловою потужністю теплообмінника, віднесеної до потужності, витраченої на подолання гідравлічних втрат в гарячому і холодному трактах окремо.

Використовувана в виразах (2.40), (2.41) потужність, витрачена на подолання гідравлічних втрат (на прокачування теплоносіїв) може бути записана також і в наступній формі:

$$G \delta P = f \frac{\rho^2 w^3}{8} F, \quad (2.42)$$

де f – коефіцієнт тертя, ρ і w – густина і швидкість теплоносія відповідно.

З виразу (2.42) випливає, що потужність, яка витрачається на прокачування теплоносіїв, залежить від коефіцієнта тертя, квадрата густини і куба швидкості теплоносія в каналах теплообмінника. Звідси випливають два висновки:

- 1) для отримання високої ефективності теплообмінника не є необхідним досягнення високих чисел Рейнольдса в каналах теплообмінника, а замість цього краще використовувати різні способи інтенсифікації теплообміну в каналах;
- 2) в холодних трактах теплообмінника, де мають місце високі значення густини теплоносія, слід задавати менші значення чисел Рейнольдса (швидкості потоку), в той час як в гарячих трактах при низьких значеннях тиску і густини потоку теплоносія можна задати кілька великі значення швидкостей для збільшення інтенсивності тепловіддачі з гарячою боку при збереженні високої енергетичної ефективності теплообмінника.

Слід зазначити, що такий широко використовуваний для оцінки ефективності теплообмінників параметр як ефективність підігріву холодного теплоносія $\eta_{TA} = Q/Q_x$ в даному випадку не використовується, оскільки в контексті розв'язуваної задачі є заданим з розрахунку циклу ГТ-МГР і є режимним параметром.

Математична модель розрахунків параметрів компактного пластинчасто-ребристого теплообмінника, що була описана вище, реалізована у вигляді комп'ютерної програми "Heat Exchanger", структура якої представлена на рис.2.7.

**Програмний комплекс Heat Exchanger
для розрахунку компактного пластинчасто-
ребристого теплообмінника**

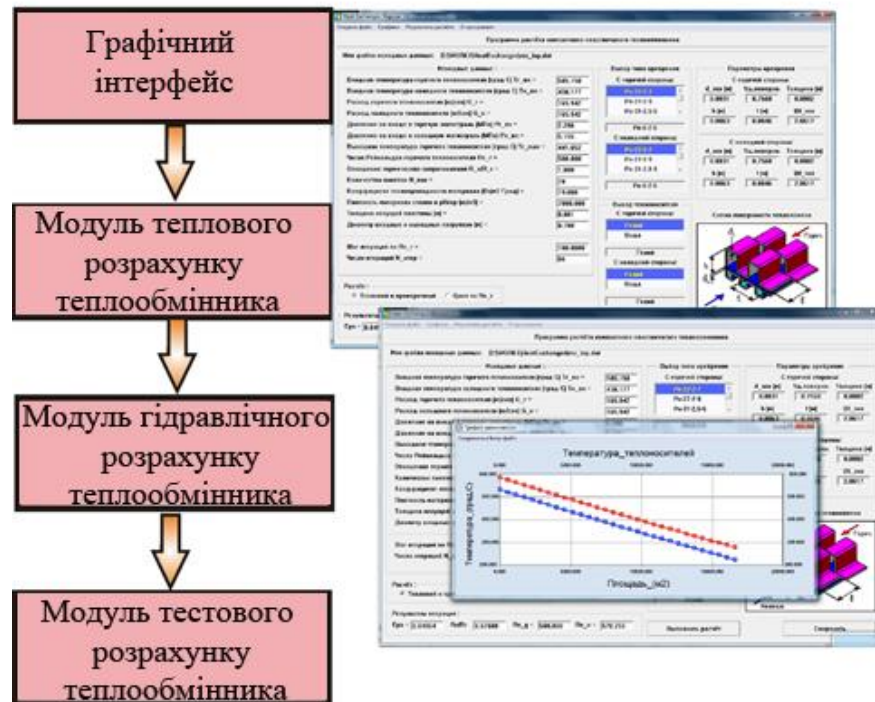


Рис. 2.7. Віконний графічний інтерфейс і структура програми Heat Exchanger

2.6 Гідравлічний розрахунок теплообмінника

Сумарні втрати тиску в кожному з трактів теплообмінника окремо визначаються з наступного виразу:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_5, \quad (2.43)$$

де ΔP_1 і ΔP_5 - втрати тиску у вхідній та вихідній кришці; ΔP_2 - втрати, викликані прискоренням потоку в каналі; ΔP_3 - втрати на тертя в каналах теплообмінних секцій.

Втрати тиску на тертя в теплообмінних секціях можна визначати двома різними способами:

$$\Delta P_{тр} = \Delta P_3 = \zeta \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{d_{\text{экв}}} \quad (2.44)$$

або

$$\Delta P_{тр} = \Delta P_3 = f \frac{\rho w^2}{2} \frac{4L}{d_{\text{экв}}} \quad (2.45)$$

У першому випадку використовується експериментальне значення коефіцієнта втрат, а в другому – значення коефіцієнта тертя, які відрізняються один від одного в чотири рази.

Гідравлічний розрахунок виконується в наступному порядку:

1. Визначаємо значення коефіцієнтів вхідних втрат для гарячого і холодного трактів із наступних виразів:

$$f_{\text{вх}}^z = 1 + k_{\text{вх}}^z - \sigma_z; \quad f_{\text{вх}}^x = 1 + k_{\text{вх}}^x - \sigma_x, \quad (2.46)$$

де $k_{\text{вх}}^z$, $k_{\text{вх}}^x$ - коефіцієнти, що враховують необоротні втрати, пов'язані з раптовим звуженням каналу; σ_z , σ_x - коефіцієнти захаращення гарячого і холодного трактів відповідно.

Коефіцієнти захаращення гарячого і холодного трактів розраховуються за виразами:

$$\sigma = \frac{S_{\text{жс}}}{S_{\text{фронт}}} = \frac{S_{\text{жс}}}{S_{\text{жс}} + S_{\text{пласт}} + S_{\text{рёбер}}}, \quad (2.47)$$

де $S_{\text{жс}}$ – живий переріз оребреного каналу; $S_{\text{фронт}}$ – повний фронтальний переріз

теплообмінної секції; $S_{\text{пласт}}$ – площа пластини; $S_{\text{рёбер}}$ – площа поперечного перерізу ребер.

Тобто, коефіцієнти захаращення трактів є відношенням живого перерізу оребрених каналів до повного фронтального перерізу теплообмінної секції.

Для пластинчасто - ребристих поверхонь теплообміну цей коефіцієнт можна визначити геометричним способом: шляхом розрахунку площі поперечного перерізу розділових пластин і оребрення з наступних виразів:

$$S_{\text{жс}} = h_p(t - 2\delta_p), \quad (2.48)$$

$$S_{\text{фронт}} = t(h_p + \delta_{\text{пл}}). \quad (2.49)$$

Коефіцієнти захащення для гарячого і холодного пакетів визначимо із виразів:

$$\sigma_z = \frac{h_p^z(t_z - 2\delta_p^z)}{t_z(h_p^z + \delta_{nl}^z)}; \quad \sigma_x = \frac{h_p^x(t_x - 2\delta_p^x)}{t_x(h_p^x + \delta_{nl}^x)}. \quad (2.50)$$

2. Визначаємо значення коефіцієнтів вихідних втрат для гарячого і холодного трактів:

$$f_{\text{вих}}^z = 1 + k_{\text{вих}}^z - \sigma_z^2; \quad f_{\text{вих}}^x = 1 + k_{\text{вих}}^x - \sigma_x^2. \quad (2.51)$$

Значення коефіцієнтів необоротних втрат при раптовому звуженні і розширенні для оребренних каналів з прямокутними ребрами, що входять у вирази (2.46), (2.51), визначаються за допомогою представлених на рис. (2.8) залежностей, які аналітично можна описати наступними кореляційними залежностями:

$$k_{\text{ex}} = 0,51181 + 0,65305 \cdot \text{EXP}(-0,00124 \text{Re}) - 0,37462 \sigma^{2,0915}, \quad (2.52)$$

$$k_{\text{вых}} = A_1 + A_2 \cdot \text{EXP}(A_3 \sigma), \quad (2.53)$$

$$\text{де} \quad A_1 = -0,43682 - 1,27592 \cdot \text{EXP}(-0,00129 \text{Re}); \quad (2.54)$$

$$A_2 = 1,446152 + 1,26682 \cdot \text{EXP}(-0,00136 \text{Re}); \quad (2.55)$$

$$A_3 = -1,58978 + 0,5022 \cdot \text{EXP}(-0,00179 \text{Re}) \quad (2.56)$$

3. Розраховуємо значення коефіцієнтів втрат на прискорення потоку з наступних залежностей:

$$f_{\text{уск}}^z = 2 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ex}}^z}{\rho_z^z} - 1 \right); \quad f_{\text{уск}}^x = 2 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ex}}^x}{\rho_x^x} - 1 \right). \quad (2.57)$$

4. Таким чином, сумарні втрати на подолання теплообмінних секцій визначаються з виразів:

$$\Delta P_{\Sigma}^z = \rho_z \frac{w_z^2}{2} \left[f_{\text{ex}}^z + f_{\text{уск}}^z + f_{\text{тр}}^z \frac{4L}{d_{\text{экв}}} + f_{\text{вых}}^z \right]; \quad \Delta P_{\Sigma}^x = \rho_x \frac{w_x^2}{2} \left[f_{\text{ex}}^x + f_{\text{уск}}^x + f_{\text{тр}}^x \frac{4L}{d_{\text{экв}}} + f_{\text{вых}}^x \right]. \quad (2.58)$$

5. Для отримання сумарних втрат тиску в теплообміннику необхідно поряд із втратами на подолання теплообмінних секцій розрахувати втрати

тиску у вхідній і вихідній кришках. Для розрахунку цих втрат була використана найпростіша методика, описана в роботі [29]. У всіх випадках ці місцеві втрати пов'язані не з в'язким тертям, а з дією інерційних сил, тобто коефіцієнти місцевого опору визначаються геометрією каналу і залежить від в'язкості тільки в області малих чисел Re .

Втрати тиску у вхідній кришці розраховуються за формулою:

$$\Delta P_1 = \xi_{ax} \frac{\rho w^2}{2} \quad (2.59)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору при раптовому розширенні у вхідній кришці може визначатися по рис. 2.9 для випадків конічного дифузора з кутом розкриття більш 400.

Значення коефіцієнтів ξ_0 , відповідні залежностям рис. 2.9, можна визначити з наступних апроксимуючих поліноміальних функцій:

- розширення перерізу:

$$\xi_0 = 1,0001 - 2,12122 \left(\frac{F_1}{F_2} \right) + 1,30911 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 0,186882 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3, \quad (2.60)$$

- звуження перерізу:

$$\xi_0 = 0,49969 - 0,38654 \left(\frac{F_1}{F_2} \right) + 0,02121 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 0,09163 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3, \quad (2.61)$$

При менших кутах за рахунок зменшення відривних зон відбувається зменшення опору, і в цьому випадку необхідно вводити поправочний коефіцієнт k , який визначається по рис. 2.10.

$$\xi_{ax} = \xi_0 k. \quad (2.62)$$

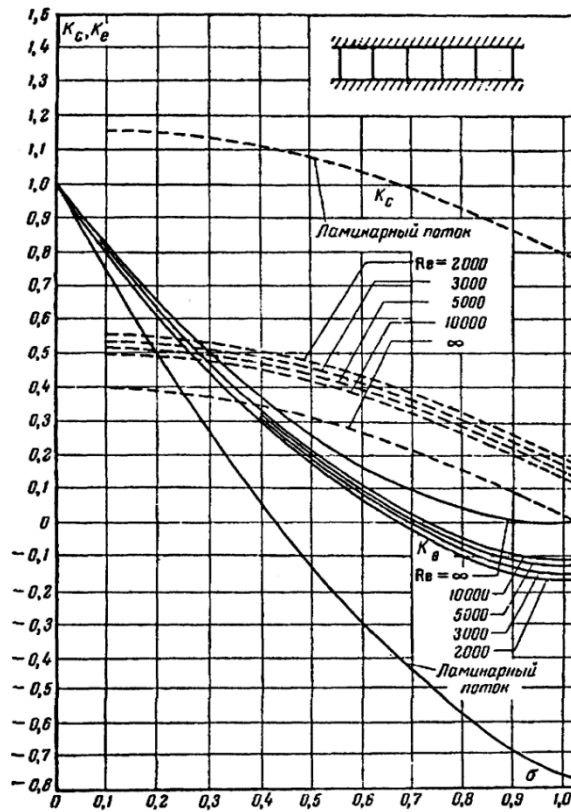


Рис. 2.8. Коефіцієнти втрат тиску на вході k_c і виході k_e теплообмінної секції для обрєбрана з прямокутними каналами [1]

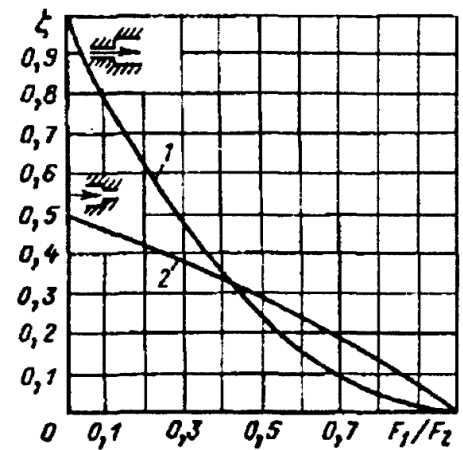


Рис. 2.9. Коефіцієнти опору при зміні перетину каналу (відносяться до швидкості в меншому перерізі)

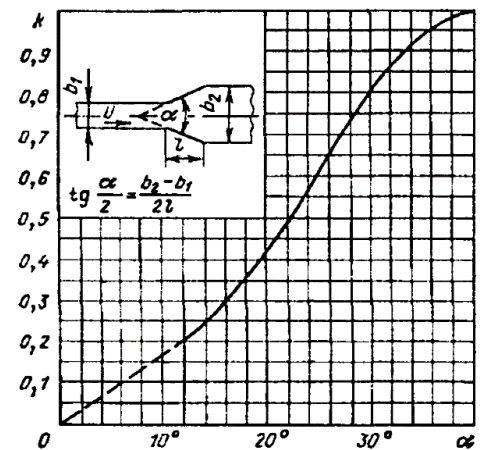


Рис. 2.10. Поправочний коефіцієнт для визначення опору в конічній вхідній кришці (кут розкриття дифузора 400)

6. Коефіцієнт втрат у вихідній кришці розраховується за формулою:

$$\xi_{\text{вих}} = \xi_0 \left(1 + \frac{F_1}{F_2} \right), \quad (2.63)$$

де F_2 – вхідний переріз кришки; F_1 – вихідний переріз кришки (патрубка, що відводить).

Коефіцієнт ξ_0 в загальному випадку залежить від форми кришки і розраховується по залежності (2.61) для прямих кришок, а також обирається по рис. 2.11 для конічних кришок (конфузорів).

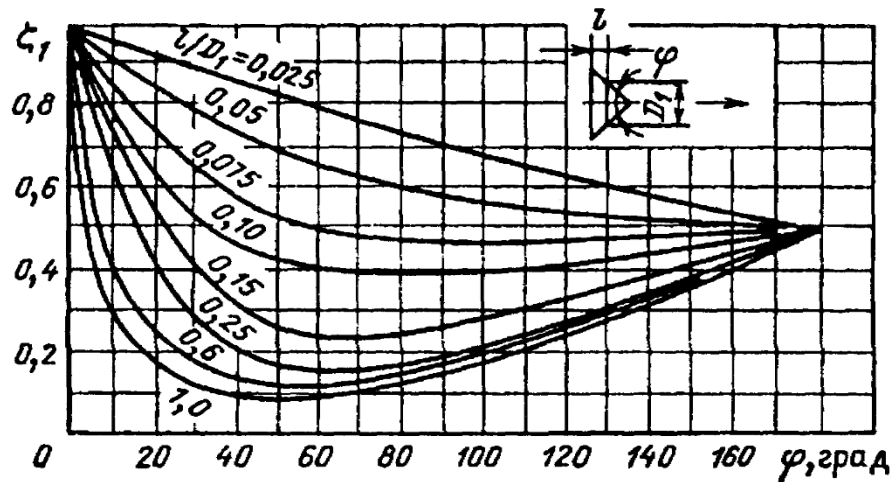


Рисунок 2.11. Коефіцієнт опору в конічній вихідній кришці (конфузорі):

D - діаметр патрубка, l - глибина кришки, φ - кут розкриття кришки

Втрати тиску у вихідній кришці ΔP_5 розраховуються за формулою:

$$\Delta P_5 = \xi_{\text{вих}} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (2.64)$$

де w – швидкість теплоносія по початковому перетину при невеликих кутах звуження ($\varphi < 60^\circ$) або за середнім $F = 0,5(F_1 + F_2)$ для $\varphi \geq 60^\circ$.

Висновки до розділу

В даному розділі досліджено математичну модель для протиточного гелієво-водяного теплообмінника для блоку перетворення енергії ГТ-МГР. Аналіз наявних літературних даних по дослідженню теплогідравлічних характеристик розсічених прямокутних ребер дозволив визначити найбільш

оптимальні кореляційні залежності для математичного моделювання оребрення для прямокутних каналів.

Визначено порядок теплогідравлічного розрахунку протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника. Далі були задані теплофізичні властивості гелію, що використовується в якості теплоносія в ГТ-МГР, адже за постійного тиску питома теплоємність гелію практично не залежить від температури в діапазоні $T=0...1800^{\circ}\text{C}$ і тиску $P=1...100$ бар, тому в розрахунках приймається постійною величина $C_p = 5195,0$ Дж/кг К.

Для аналізу і вибору компоновання теплообмінника необхідними параметрами є еквівалентні довжини гарячого і холодного оребрених пакетів та число оребрених пакетів у гарячому і холодному трактах.

Дана математична модель дозволяє розрахувати значення режимного параметра, термічних опорів із боку гарячого і холодного теплоносіїв на одиницю площі поверхні теплообміну, критерію енергетичної ефективності теплообмінника, критерію Глазера і значення коефіцієнтів втрат для гарячого та холодного трактів.

Для виконання гідравлічного розрахунку були задані вирази для визначення коефіцієнтів вхідних та вихідних втрат для гарячого і холодного трактів, втрат на подолання теплообмінних секцій, втрат тиску у вхідній та вихідній кришках.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОПЕРЕДНЬОГО ТЕПЛООБМІННИКА ГТ-МГР

Результати розрахунків попереднього гелієво-водяного теплообмінника блоку перетворення енергії ГТ-МГР були отримані завдяки спеціально розробленій програмі *Heat Exchanger*. В якості вихідних даних для розрахунків були використані результати розрахунків складного політропної циклу блоку перетворення енергії, отримані в рамках роботи К-5-14 в 2011-2012 роках. Вихідні дані для розрахунку попереднього теплообмінника представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані для розрахунку попереднього теплообмінника

№ п.п.	Параметр	Значення параметра
1.	Повна теплова потужність регенератора, мВт	114.19
2.	Витрати гарячого теплоносія (гелій), кг/с	165.94
3.	Витрати холодного теплоносія (вода), кг/с	200...900
4.	Температура гарячого теплоносія на вході в теплообмінник, °С	441.5
5.	Температура холодного теплоносія на вході в теплообмінник, °С	25.0
6.	Температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника, °С	309.04
7.	Тиск гарячого теплоносія на вході в теплообмінник, мПа	2.217

Для виконання теплогідравлічних розрахунків протиточного попереднього теплообмінника необхідно задати ряд додаткових вихідних даних, які наведені в таблиці 3.2.

Розглянемо результати теплогідравлічного розрахунку попереднього гелієво-водяного пластинчасто-ребристого теплообмінника для заданих вихідних даних (табл. 3.1, 3.2) в діапазоні зміни чисел Рейнольдса гарячого теплоносія.

Таблиця 3.2

Додаткові вихідні дані для розрахунку попереднього теплообмінника

№ п.п.	Параметр	Значення параметра
1.	Перше наближення числа Рейнольдса гарячого теплоносія	200...3500
2.	Значення режимного параметра \bar{R}	0,5
3.	Тиск холодного теплоносія на вході в теплообмінник, МПа	5,0
4.	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/м К	19,0
5.	Щільність матеріалу розділяючих пластин і оребренья, кг/м ³	7800,0
6.	Товщина несучої пластини, м	0,001
7.	Кількість пакетів у гарячому тракті	1000
8.	Кількість пакетів у холодному тракті	500
9.	Діаметр вхідних і вихідних патрубків з гарячої сторони, м	0,825
10	Діаметр вхідних і вихідних патрубків з холодної сторони, м	0,55

На рисунку 3.1 представлені залежності енергетичного критерію теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія при різних значеннях витрат холодного теплоносія. З рисунка видно, що залежно від енергетичного критерію ефективність теплообмінника змінюються по кривій із максимумом із ростом числа Рейнольдса гарячого теплоносія, причому значення числа Рейнольдса, відповідного оптимальній енергетичній ефективності теплообмінника, зростає зі збільшенням витрат холодного теплоносія. Так, у дослідженому діапазоні зміни числа Рейнольдса гарячого теплоносія ($Re_2 = 200...3500$), оптимальне значення числа Рейнольдса змінюється в діапазоні $Re_2 = 2175...2926$.

З ростом витрат води в холодному тракті теплообмінника енергетична ефективність теплообмінника знижується через зростання гідравлічних витрат у гарячому і холодному трактах. Зі збільшенням витрат води в холодному тракті теплообмінника від значення $G_x = 200$ кг/с до $G_x = 900$ кг/с енергетична ефективність знижується приблизно в 2,75 рази.

На рисунках 3.2, 3.3 представлені залежності об'єму і маси теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія при різних значеннях витрат холодного теплоносія. Як видно з рисунків, зі збільшенням числа Рейнольдса гарячого теплоносія, а, отже, і пов'язаного з ним заданим режимним параметром числа Рейнольдса холодного теплоносія, зменшуються маса і обсяг теплообмінника, тобто збільшується його компактність. З ростом витрат води в холодному тракті теплообмінника незначно знижується його маса і обсяг через зміну співвідношення живих перетинів гарячого і холодного трактів теплообмінника.

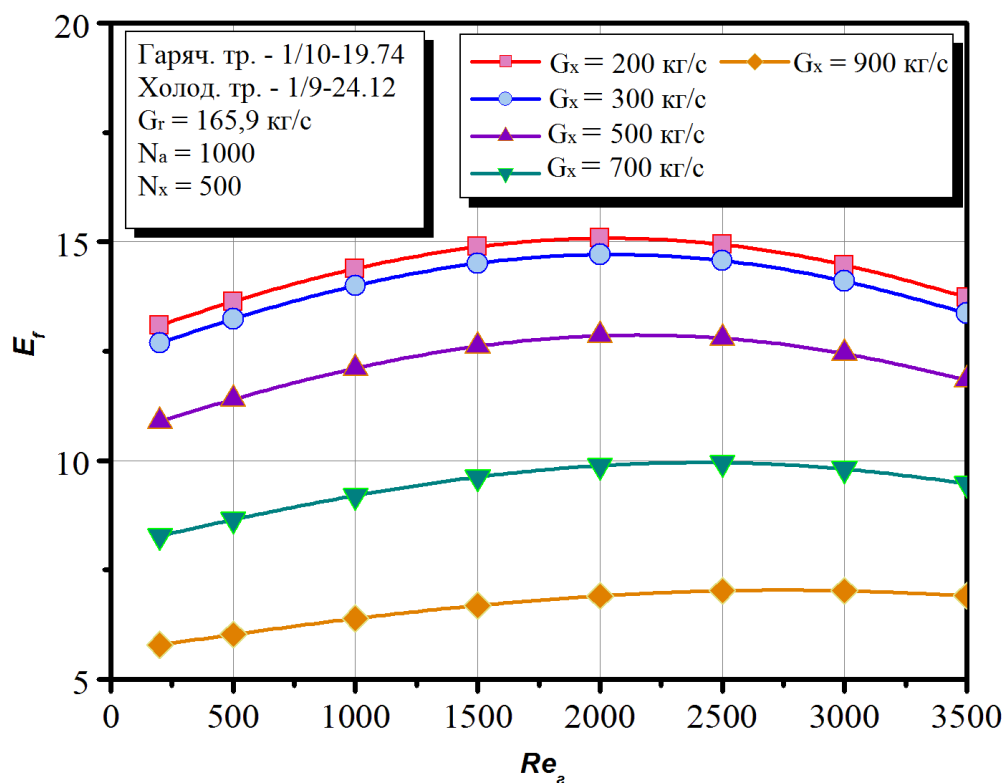


Рис. 3.1. Залежності енергетичного критерію теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія при різних значеннях витрат холодного теплоносія

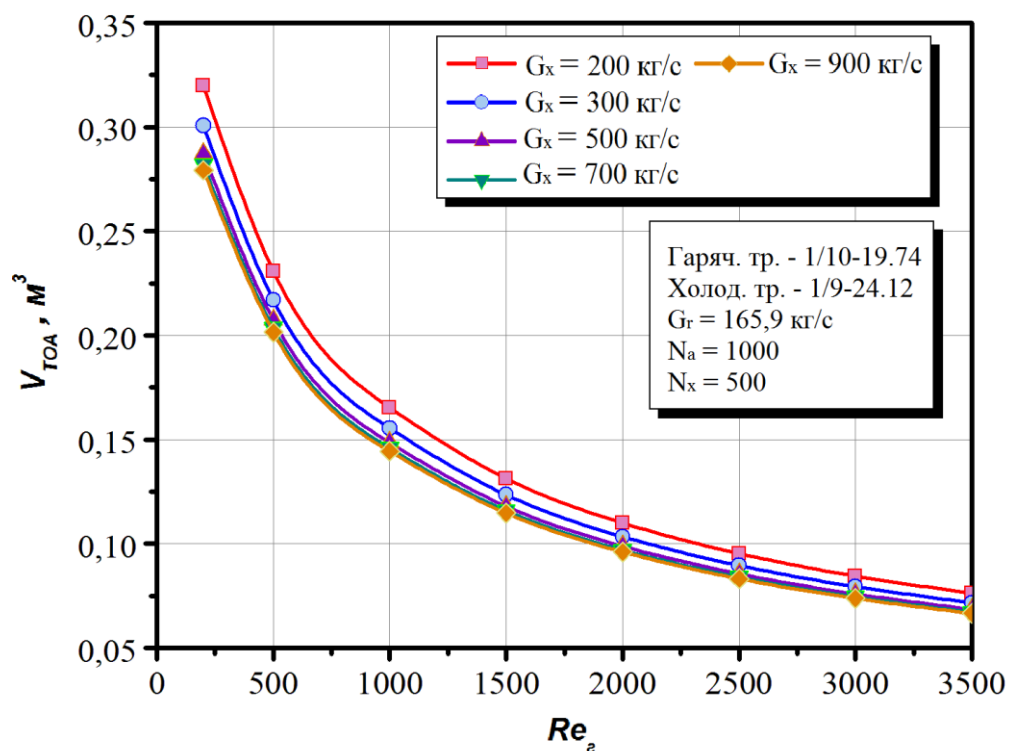


Рис. 3.2. Залежності об'єму теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія при різних значеннях витрат холодного теплоносія

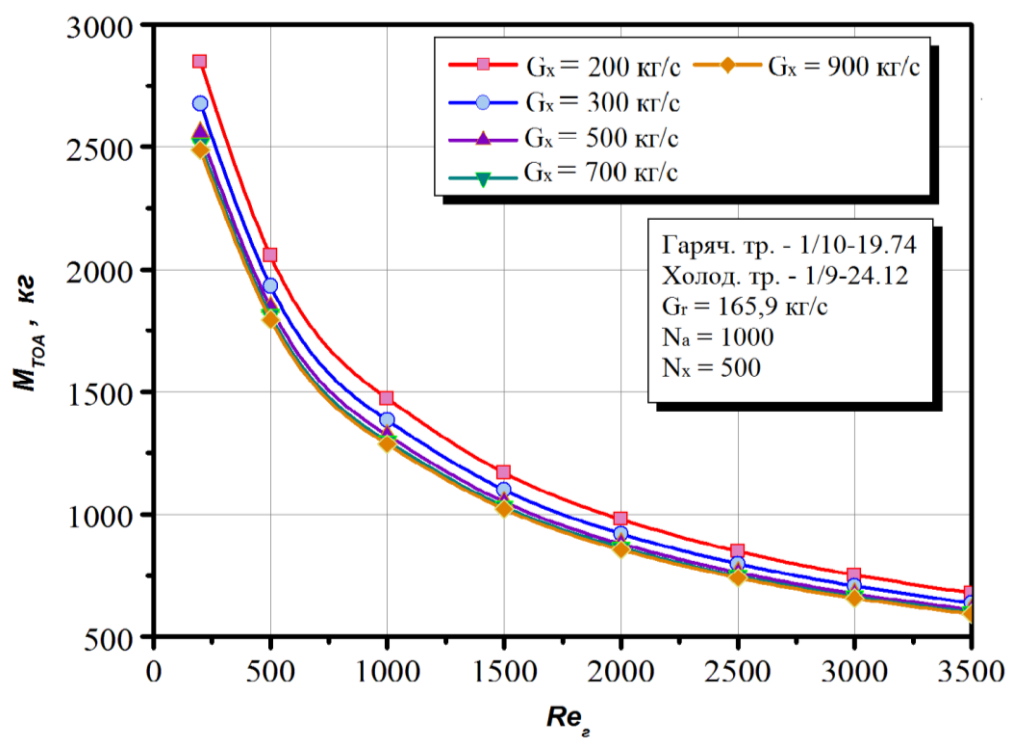


Рис. 3.3. Залежності маси теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія при різних значеннях витрат холодного теплоносія

На рис. 3.4 представлена залежність температури води на виході з теплообмінника для різних значень витрат холодного теплоносія. З рисунка видно, що в дослідженому діапазоні зміни витрат води в холодному тракті теплообмінника за результатами теплогідравлічного розрахунку температура води на виході з теплообмінника може змінюватися в діапазоні $T_x^{вых} = 50,7...140,0^{\circ}C$.

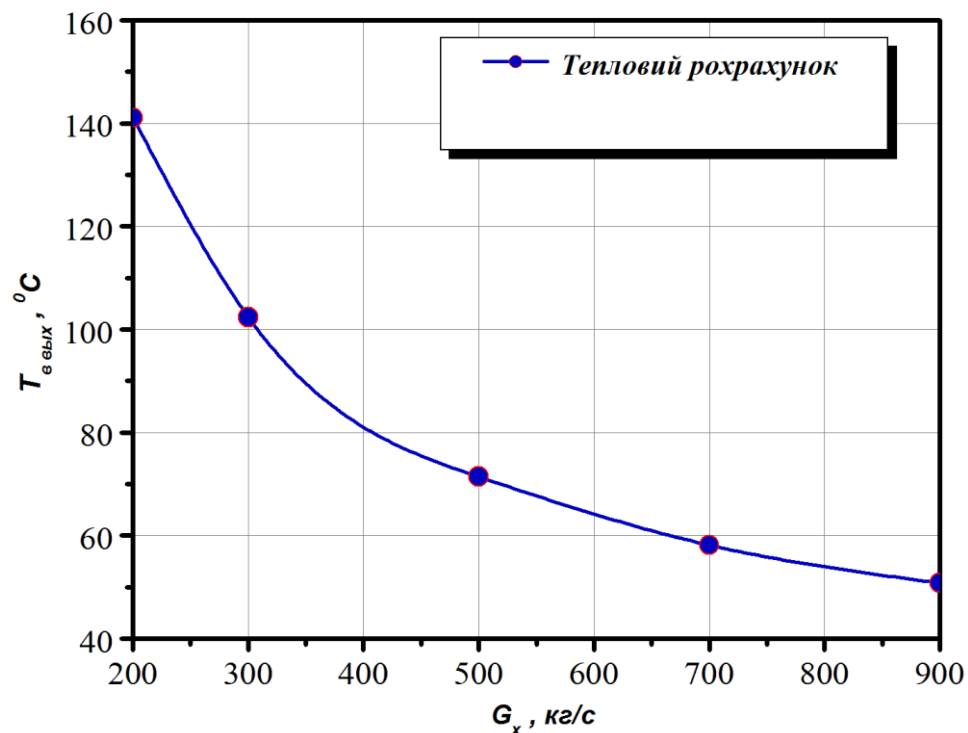


Рис. 3.4. Залежність температури води на виході з теплообмінника для різних значень витрат холодного теплоносія

На рис. 3.5, 3.6 представлені залежності критерію Глазера від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія. Залежності критерію Глазера, що характеризують енергетичну ефективність гарячого і холодного тракту так само, як і залежності енергетичного критерію ефективності теплообмінника, змінюються по кривій із максимумом при збільшенні числа Рейнольдса гарячого теплоносія. Для гарячого тракту теплообмінника, в якому витрати теплоносія не змінювався в ході розрахунків, максимальне значення критерію Глазера досягається при

$Re_z = 2990$. Для холодного тракту максимум енергетичної ефективності істотно залежить від величини витрат води в тракті і зменшується з його збільшенням. При цьому, значення числа Рейнольдса гарячого теплоносія, що відповідає максимальному значенню критерію Глазера для холодного тракту, зміщується в сторону більших значень Re_r . Таким чином, у дослідженому діапазоні зміни витрат води в холодному тракті теплообмінника максимальне значення критерію Глазера змінюється в діапазоні чисел Рейнольдса гарячого теплоносія $Re_z = 214...2733$. Дуже високі значення критерію Глазера для холодного тракту теплообмінника досягаються при малих значеннях витрат води в холодному тракті, хоча і при великих значеннях витрат води в холодному тракті вони вище, ніж у гарячому тракті теплообмінника внаслідок малих значень втрат тиску у водяному контурі.

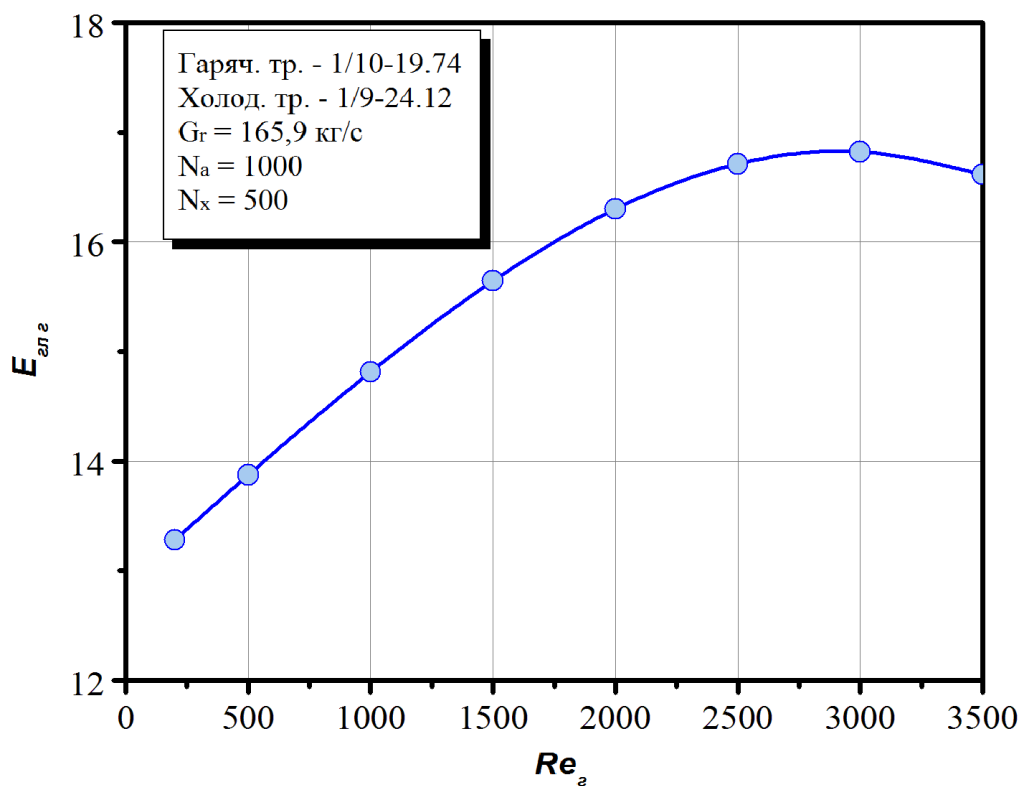


Рис. 3.5. Залежність критерію Глазера для гарячого тракту теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія

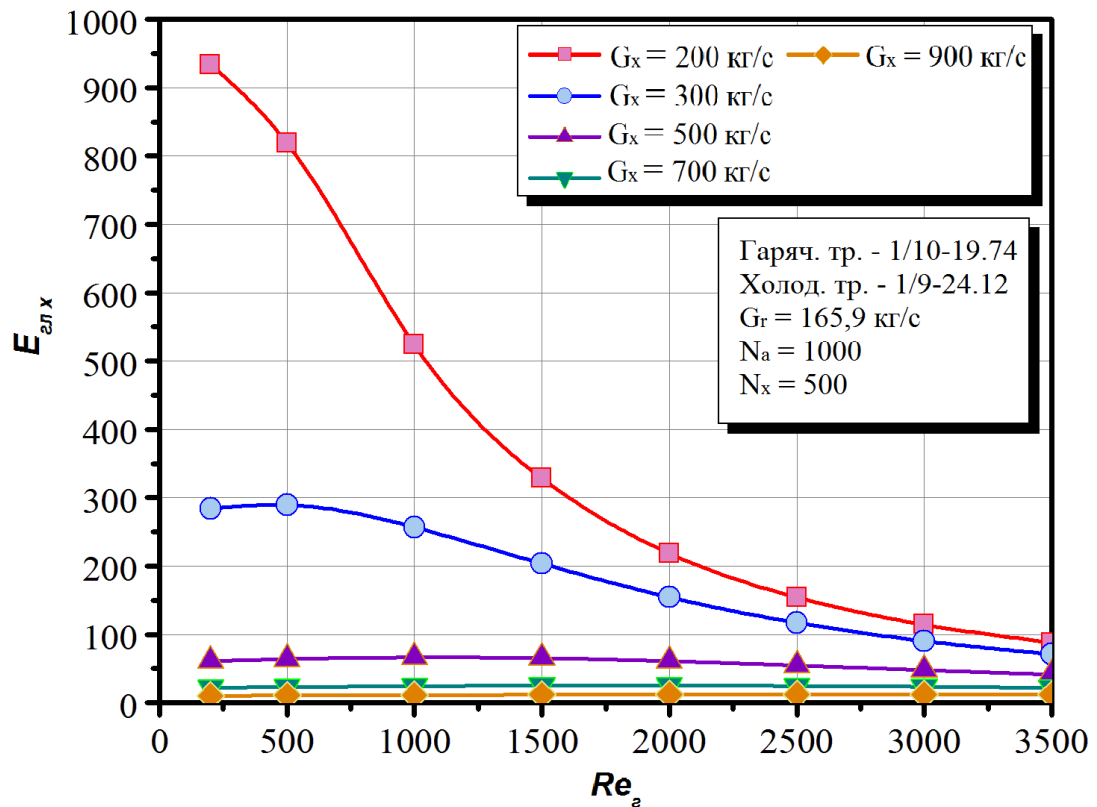


Рис. 3.6. Залежності критерію Глазера (холодний тракт) від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія

На рисунках 3.7, 3.8 представлені залежності відносних втрат тиску в гарячому і холодному тракті теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія. З аналізу отриманих залежностей випливає, що через дуже малу стисливість води втрати в холодному тракті теплообмінника на порядок нижче, ніж в гарячому тракті. З ростом числа Рейнольдса втрати тиску в холодному і гарячому трактах змінюються по кривій із мінімумом. У гарячому тракті мінімальне значення втрат тиску досягається при значенні числа Рейнольдса $Re_g \approx 3000$. В холодному тракті теплообмінника характер зміни кривих відносних втрат тиску істотно залежить від витрат води. В дослідженому діапазоні зміни витрат води в холодному тракті теплообмінника мінімальні значення відносних втрат тиску досягаються в діапазоні зміни числа Рейнольдса

гарячого теплоносія $Re_z = 214...2733$, що відповідає характеру зміни критерію Глазера (рис. 3.6).

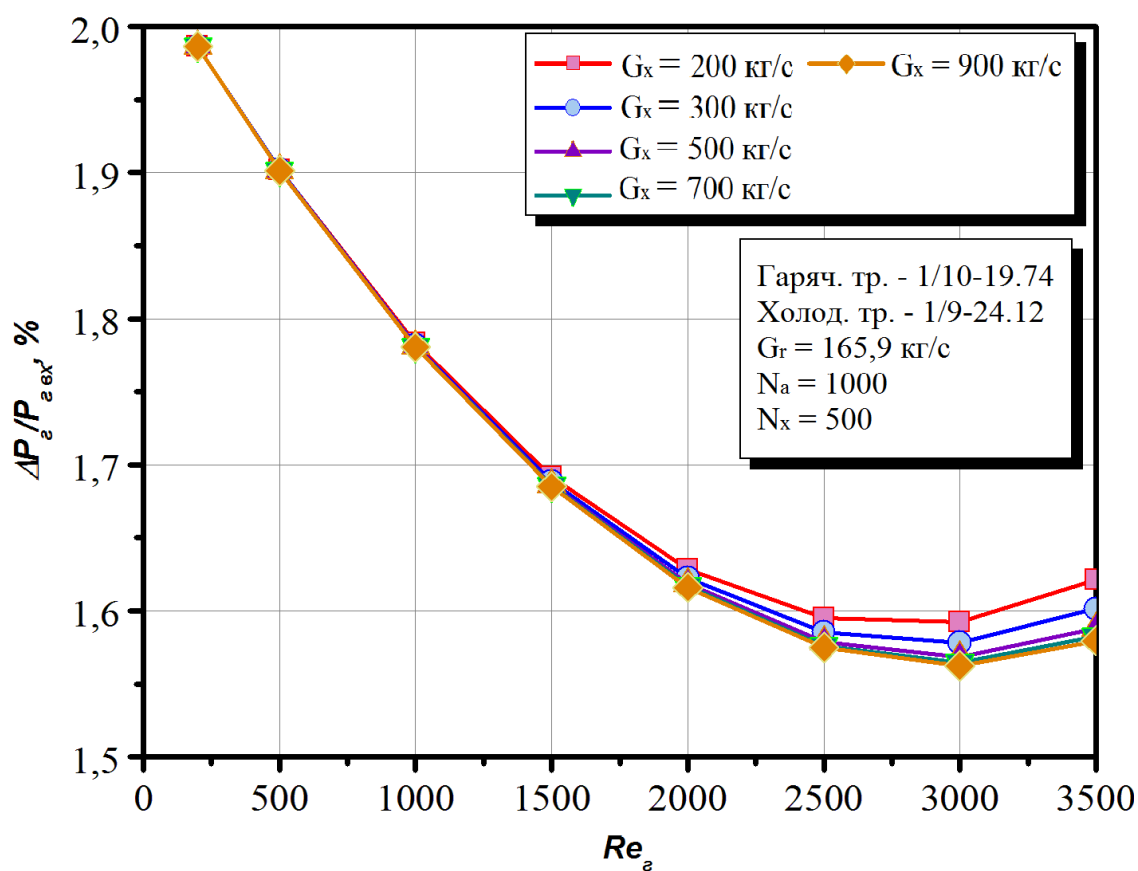


Рис. 3.7. Залежності відносних втрат тиску в гарячому тракті теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія

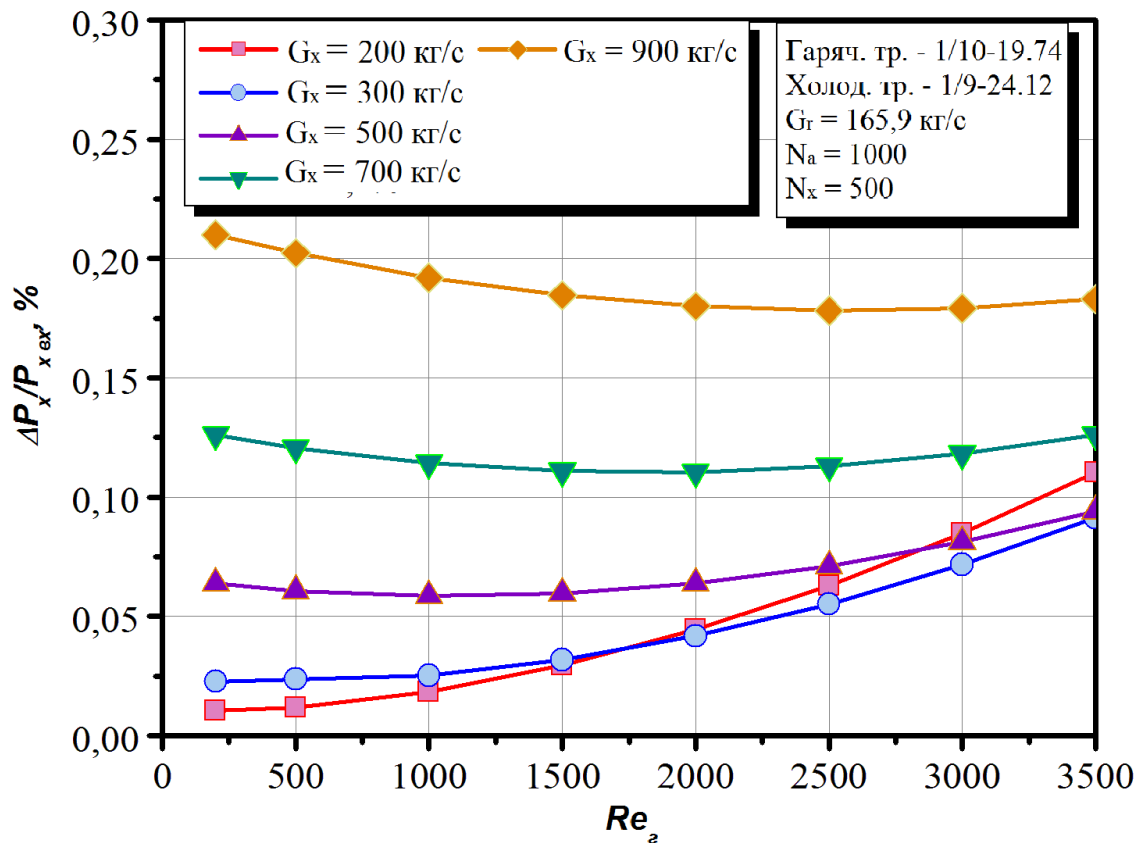


Рис. 3.8. Залежності відносних втрат тиску в холодному тракті теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія

На рис. 3.9 показані залежності значення числа Рейнольдса холодного теплоносія від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія. З рисунка видно, що з ростом витрат води в холодному тракті теплообмінника величина відношення Re_x/Re_g зростає. Такий характер зміни визначається геометричними особливостями компоновки протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника з протиточною схемою руху теплоносіїв.

Характер зміни режимного параметра \bar{R} представлений на рисунку 3.10. З рисунка видно, що жорстко пов'язана між собою геометрія оребрених секцій протиточного теплообмінника не дозволяє забезпечити сталість режимного параметра \bar{R} , який змінюється від 0,5 до 0,79 в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса гарячого теплоносія.

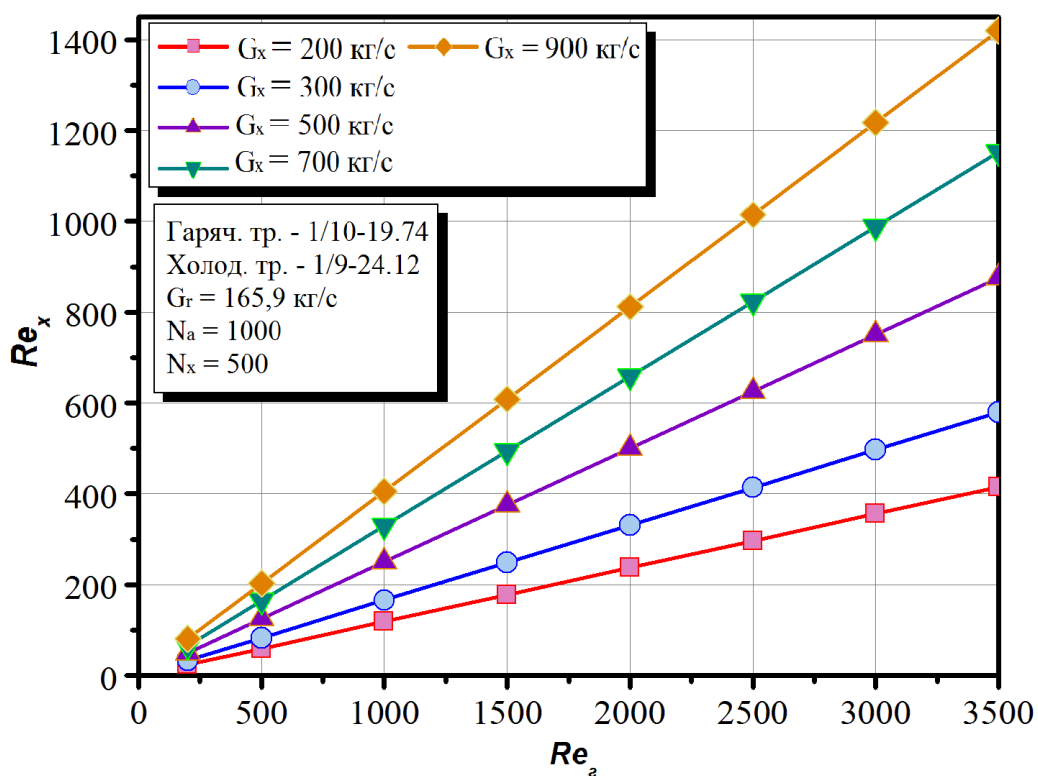


Рис. 3.9. Залежності значення числа Рейнольдса холодного теплоносія від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень витрат холодного теплоносія

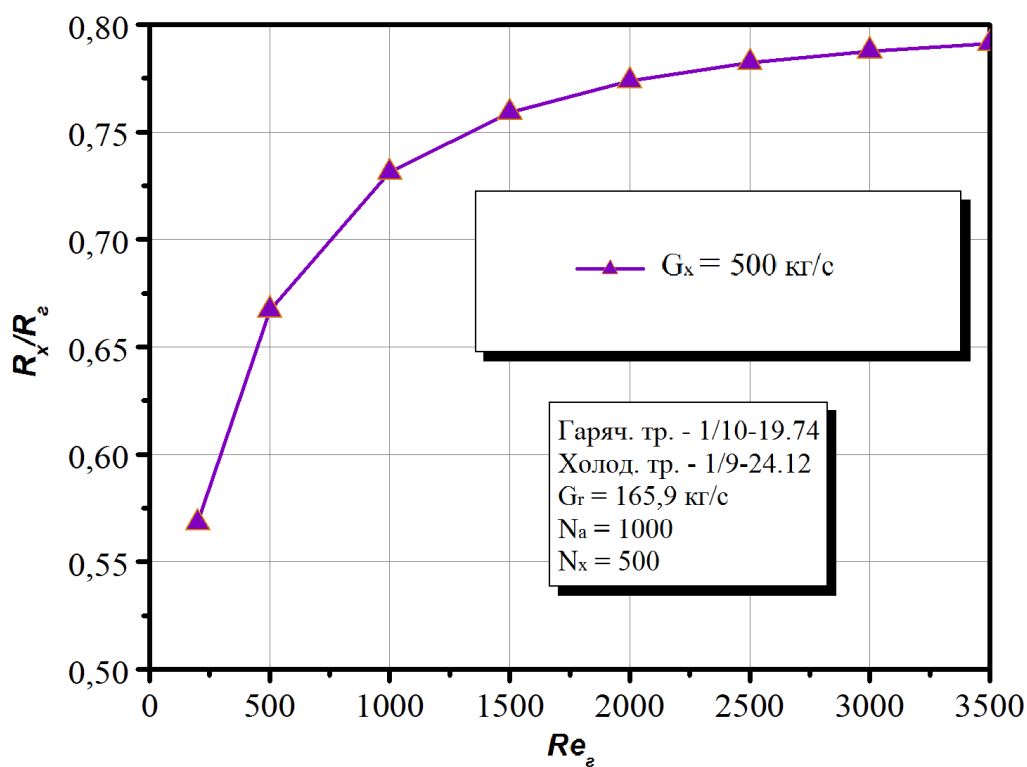


Рис. 3.10. Залежність значення режимного параметра від числа Рейнольдса гарячого теплоносія

Значний вплив зростання гідравлічних втрат при зменшенні діаметрів вхідних і вихідних патрубків на енергетичну ефективність протиточного пластинчасто-ребристого теплообмінника підтверджують залежності величини енергетичного критерію ефективності теплообмінника і втрат тиску в його гарячому тракті від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень діаметрів вхідних і вихідних патрубків, що представлені на рисунках 3.11, 3.12. З даних залежностей видно, що зменшення діаметра вхідних і вихідних патрубків призводить до значного зростання відносних втрат тиску в гарячому тракті, які мають визначальний вплив на сумарні втрати тиску в теплообміннику. Випереджаюче зростання гідравлічних втрат у вхідних і вихідних кришках призводить до істотного зниження енергетичної ефективності теплообмінника (рис. 3.11).

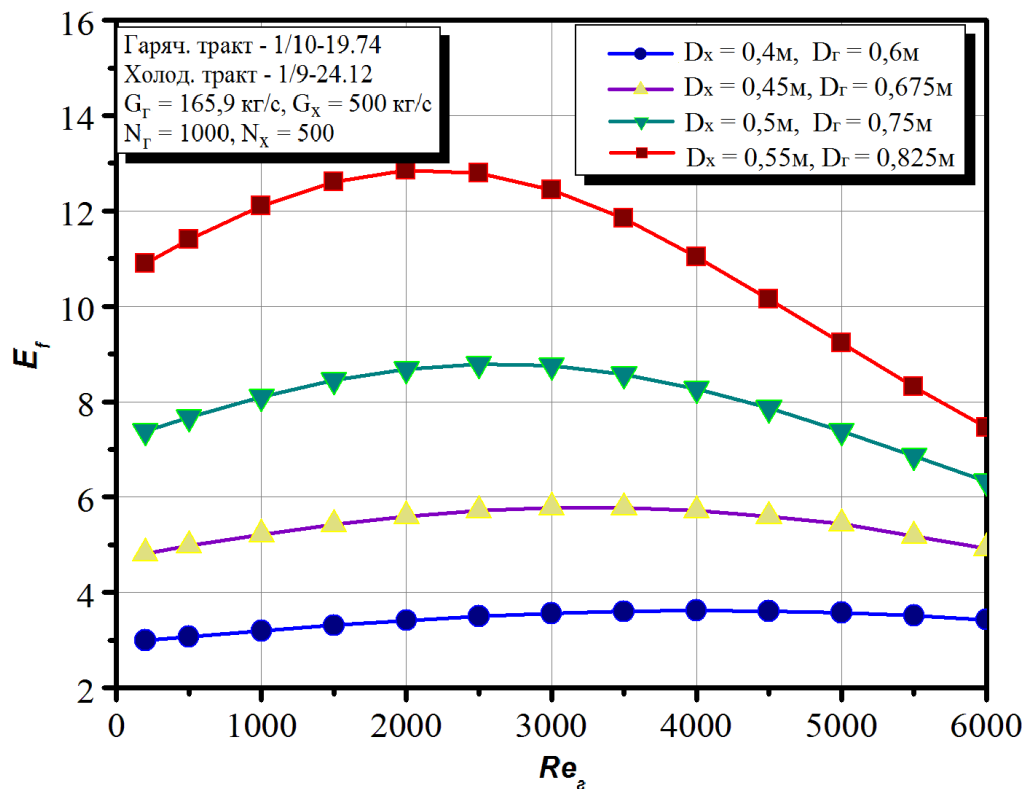


Рис. 3.11. Залежності значення енергетичного критерію ефективності теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень діаметрів вхідних та вихідних патрубків

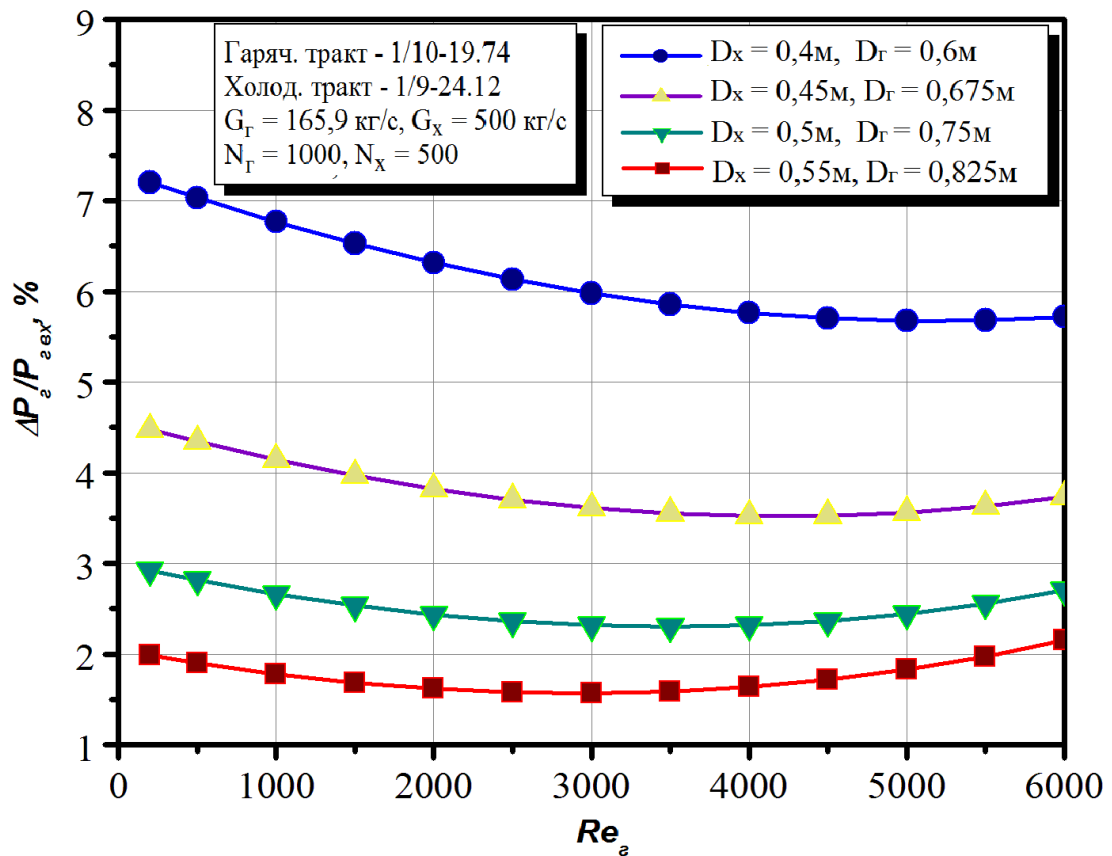


Рис. 3.12. Залежності значення відносних втрат тиску в гарячому тракті теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія для різних значень діаметрів вхідних та вихідних патрубків

Згідно з отриманими даними мінімальні габаритні розміри попереднього теплообмінника досягаються при значенні числа Рейнольдса гарячого теплоносія $Re_2 = 2200 \dots 2250$ та значенні витрат холодного теплоносія $G_x = 500 \text{ кг/с}$, тоді об'єм установки $V \approx 0,1 \text{ м}^3$, а маса установки $M \approx 824 \dots 830 \text{ кг}$.

Таким чином, можна зробити висновок, що аналіз результатів теплогідравлічного розрахунку дозволяє вибрати оптимальні режимні та геометричні параметри протиточного гелієво-водяного теплообмінника, що забезпечують його високу енергетичну ефективність.

Висновки до розділу

В результаті аналізу отриманих даних було встановлено, що зі збільшенням витрат води в холодному тракці теплообмінника від $G_x = 200$ кг/с до $G_x = 900$ кг/с енергетична ефективність знижується приблизно в 2,75 рази. Зі збільшенням числа Рейнольдса гарячого теплоносія від 200 до 3000 зменшуються маса і обсяг теплообмінника, тобто збільшується його компактність.

Для холодного тракту максимум енергетичної ефективності істотно зменшується зі збільшенням величини витрат води, тоді як для гарячого тракту теплообмінника, в якому витрати теплоносія не змінювалися в ході розрахунків, максимальне значення критерію Глазера $E_{gl} = 16,82$ досягається при $Re_g = 2990$.

В гарячому тракці мінімальне значення втрат тиску становить 1,56% і досягається при значенні числа Рейнольдса $Re_g \approx 3000$, а в холодному тракці теплообмінника характер зміни кривих відносних втрат тиску істотно залежить від витрат води, тому мінімальні значення відносних втрат тиску досягаються в діапазоні зміни $Re_g = 214...2733$, що відповідає характеру зміни критерію Глазера. Зменшення діаметра вхідних і вихідних патрубків від $D_x = 0,55$ м до 0,4 м та $D_f = 0,825$ м до 0,6 м призводить до значного зростання відносних втрат тиску в гарячому тракці від 1,56% до 7,2% та до істотного зниження енергетичної ефективності теплообмінника від $E_f = 12,8$ до 3.

Необхідні оптимальні габаритні розміри установки досягаються при значенні числа Рейнольдса гарячого теплоносія $Re_g = 2200...2250$ і значенні витрат холодного теплоносія $G_x = 500$ кг/с та мають об'єм $\approx 0,1$ м³, а масу $\approx 824...830$ кг.

ВИСНОВКИ

Дана дипломна робота присвячена дослідженню теплогідравлічних характеристик теплообмінного обладнання новітньої модульної ядерної енергетичної установки та можливості зменшення розмірів теплообмінників завдяки модифікації поверхні.

За результатами проведеної роботи отримані наступні дані:

1. Аналіз різних схем теплообмінників показав, що найбільш перспективними типами теплообмінного обладнання для блоку перетворення енергії ГТ-МГР є компактні пластинчасто-ребристі теплообмінники.
2. Виконано дослідження режимів течії в каналах пластинчасто-ребристих поверхонь теплообміну з прямокутними розсіченими ребрами.
3. Отримані кореляційні залежності для розрахунку теплогідравлічних характеристик таких поверхонь із різними геометричними параметрами ребрення.
4. З використанням математичної моделі протиточного гелієво-водяного пластинчасто-ребристого теплообмінника у програмному комплексі Heat Exchanger виконано проектний теплогідравлічний розрахунок попереднього теплообмінника модульної ядерної енергетичної установки тепловою потужністю 250 МВт, що включає отримання наступних результатів:

– для гарячого тракту теплообмінника при $Re_z = 2990$ досягається максимальне значення критерію Глазера $E_{glz} = 16,82$, а для холодного тракту максимум енергетичної ефективності зменшується зі збільшенням витрат води;

– в гарячому тракті мінімальне значення втрат тиску досягається при значенні числа Рейнольдса $Re_z \approx 3000$ і становить 1,56%, а в холодному тракті теплообмінника мінімальні значення відносних втрат тиску досягаються в діапазоні зміни $Re_z = 214...2733$, що відповідає характеру зміни критерію Глазера;

– зменшення діаметра вхідних і вихідних патрубків призводить до значного зростання відносних втрат тиску в гарячому тракті від 1,56% до 7,2% та до істотного зниження енергетичної ефективності теплообмінника від $E_f = 12,8$ до 3;

– оптимальні габаритні розміри установки досягаються при значенні числа Рейнольдса гарячого теплоносія $Re_z = 2200...2250$ і значенні витрат холодного теплоносія $G_x = 500$ кг/с та мають об'єм $\approx 0,1$ м³, а масу $\approx 824...830$ кг.

Таким чином, на прикладі результатів теплогідравлічних розрахунків показана можливість використання цих даних для попереднього проектування компактних високотемпературних теплообмінників для газів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Міністерство енергетики та вугільної промисловості України [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/officialcategory?cat_id=2451832252/
2. Маляренко, В.А. Енергетичні установки [Текст]: навчальний посібник / В.А Маляренко. – Х.: «Видавництво САГА», 2008. – 320 с.
3. Фроггатт, Е. Ризики ядерних реакторів. Ядерна енергія: міф і реальність [Електронний ресурс]/ Е. Фроггатт. – 2005. – №2. – Режим доступу до журн.: http://www.boell.de/downloads/oekologie/ukr_nip2.pdf
4. Патон, Б.Є. Про стратегію розвитку ядерної енергетики в Україні [Текст]: моногр./ Б.Є. Патон, О.С. Бакай; ННЦ Харківський фізико-технічний ін-т, – 2008. – 62с.
5. Пономарев-Степной, Н.Н. Атомно-водородная энергетика [Текст]/ Н.Н Пономарев-Степной, А.Я. Столяревский, В.П. Пахомов. – М.:Энергоатомиздат, 2008. – 108 с.
6. Бекман, И.Н. Ядерная индустрия: курс лекций [Текст]/ И.Н.Бекман. – М.: изд-во МГУ. – 867 с.
7. Оценка ресурса графита топливных блоков реактора ГТ-МГР [Текст]/ В. И., Бойко, П.М. Гаврилов, Ф. П. Кошелев // Конструкционные материалы ядерных реакторов: известия Томского политех. ун-та. – Вып.5 – Т., 2005.
8. Манушин, М.А. Теория и проектирование газотурбинных комбинированных установок [Текст]/ М.А. Манушин, В.Е. Михальцев, А.П. Чернобровкин. – М.:Машиностроение, 1977. – 441с.
9. Уваров, В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки [Текст]/ В.В. Уваров– М.:Высшая школа, 1970. – 320с.

10. “Gas Turbine Modular Helium Reactor (GT-MHR) Conceptual Design Description Report” General Atomics, Project No. 7658, San Diego, California, 1996, 198 p.
11. Etzel, K., Baccaglini, G., Schwartz, A., Hillman, S., & Mathis, D. (1994). GT-MHR Power Conversion System: Design Status and Technical Issues (GA-A21827). General Atomics.
12. London, A. L., & Kays, W. M. (1998). Compact Heat Exchangers. Malabar, FL: Krieger Publishing Company.
13. Чичиндаев А.В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников Часть 1. Теоретические основы: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 400 с.
14. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи. – Вильнюс: Мокслас, 1988. – Т2. – 188 с.
15. В.Л.Иванов, А.И.Леонтьев, Э.А.Манушин, М.И.Осипов Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. / под. ред. А.И.Леонтьева. 2е изд. стереотип. - М.: изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. – 592 с.
16. П.Л.Кириллов, Ю.С.Юрьев, В.П.Бобков Справочник по теплогидравлическим расчётам / под ред. П.Л.Кириллова, М.: Энергоатомиздат, 1990 – 359 с.
17. Васильев, В.Я. Определяющие условия реализации процесса рациональной интенсификации конвективного теплообмена в прямоугольных каналах пластинчато-ребристых и трубчато-пластинчатых теплообменных поверхностей [Текст] / В.Я. Васильев // Вестник Астрахан. гос. техн. ун-та. – 2006. – № 1 (30). – С. 169–183.
18. Чичиндаев, А.В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Часть I. Теоретические основы [Текст]: учебное пособие / А.В. Чичиндаев. – Новосибирск: Издательство НГТУ, 2003. – 400 с.

19. L.W. Zhang, S. Balachandar, D.K. Tafti and F.M. Najjar “Heat Transfer Enhancement Mechanism in Inline in Staggered Parallel Plate Fin Heat Exchanger” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40(10), pp. 2307-2325.
20. N.C.Dejong, L.W.Zhang, A.M. Jacobi, S.Balchandar and D.K. Tafti “A Complementary Experimental and Numerical Study of Flow and Heat Transfer in Offset Strip Fin Heat Exchangers”, *Journal of Heat Transfer*, 1998, No. 12, pp. 690-702.
21. H.M.Joshi and R.L.Webb “Heat Transfer and Friction in Offset Strip Fin Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1987, No. 30(1), pp. 69-80.
22. A.R.Wieting, “Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers”, *ASME J. Heat Transfer*, 1975, No. 97, pp. 488-490.
23. H.M.Joshi, and R.L.Webb, “Heat Transfer and Friction of the Offset Strip-fin Heat Exchanger”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1987, No. 30(1), pp. 69-84.
24. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи. [Текст] / под ред. А.А. Жукаускаса и Э.К. Калинина. – Вильнюс: Мокслас, 1988. – Т2. – 188 с.
25. Кейс, В.М. Компактные теплообмінники [Текст] / А.Л. Лондон, В.М. Кейс. – М.: Машиностроение, 1967. – 224 с.
26. London, A. L. Compact Heat Exchangers [Текст] / A.L. London, W. M. Kays. – Malabar, FL: Krieger Publishing Company, 1998. – 335 p.
27. Harten A. Uniformly high-order accurate non-oscillatory schemes / A.Harten, S.Osher // *SIAM J. Num. Analysis*. – 1987, 24, №2. – P.279 – 309.
28. С.Л.Ривкин, А.А.Александров Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, - 424 с., 423 с.

- 29.«The Properties of Helium: Density, Specific Heats. Viscosity, and Thermal Conductivity at Pressures from 1 to 100 bar and from Room Temperature to about 1800 K» by Helge Petersen, Danish Atomic Energy Commission Research Establishment Rise Engineering Department Section of Experimental Technology, Report No. 224, Copenhagen, Danmark, 1970 – 45 p.
- 30.Бажан, П.И. Справочник по теплообменникам [Текст] / П.И.Бажан, Г.Е.Каневец, В.М. Селивестров. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.