

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
Теплоенергетичний факультет  
Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ /проф. В.О.Туз/  
“ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

## Магістерська дисертація

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

спеціалізації Тепло – і парогенеруючі установки

на тему: «Підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь нагріву котлів малої потужності»

**Виконав (-ла):** студент (-ка) VI курсу, групи ТК-61м

Янушевський Володимир Анатолійович

(прізвище ім'я, по батькові)

(підпис)

**Науковий керівник** доцент, к.т.н. Рогачов В.А.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

### Консультанти:

з економічних питань

(назва розділу)

к.п.н., доц. Пермінова С.О.

(вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

з питань охорони праці

(назва розділу)

к.т.н., доц. Каптанов С.Ф.

(вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

### Рецензент

\_\_\_\_\_ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_ (підпис)

Київ – 2018 року

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

Факультет (інститут) Теплоенергетичний

Кафедра Атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

Спеціалізація Тепло – і парогенеруючі установки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

/В.О.Туз/

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту**

Янушевському Володимиру Анатолійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема дисертації** «Підвищення теплоаеродинамічної ефективності  
економайзерних поверхонь нагріву котлів малої потужності»

науковий керівник дисертації Рогачов В.А., к.т.н., доцент

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

затвержені наказом по університету від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 р. № \_\_\_\_\_

**2. Строк подання студентом дисертації** "30" квітня 2018 р.

**3. Об'єкт дослідження** Процеси теплообміну та аеродинаміки в  
економайзерних поверхнях котла

**4. Предмет дослідження** Закономірності теплообміну та аеродинамічного  
опору в економайзерних поверхнях котла

**5. Перелік завдань, які потрібно розробити** 1. Огляд економайзерних  
поверхонь нагріву котлів малої продуктивності; 2. Дослідити теплообмін  
та аеродинаміку пучків труб з поперечним неповним обрешіткою;  
3. Виконати тепловий та аеродинамічний розрахунок чавунного водяного економайзера та  
виконаного з плоскоовальних труб з неповним обрешіткою; 4. Проаналізувати  
результати розрахунків. Порівняти економайзери за теплоаеродинамічною  
ефективністю та масогабаритними показниками.

6. **Орієнтовний перелік ілюстративного (графічного) матеріалу** \_\_\_\_\_
1. *Схема експериментальної установки, аркуш А1;*
2. *Котел паровий ДКВр-2,5-13Г. Вид загальний, аркуш А1;*
3. *Схеми підключення економайзерів з котлом та допоміжним обладнанням, 2 аркуші А1;*
4. *Економайзер оребрений. Вид загальний, аркуш А1;*
5. *Порівняльні характеристики існуючих та запропонованого економайзерів, аркуш А1;*
6. *3-D модель котла ДКВр-2.5-1.3Г та оребреного ВЕ, 2 аркуші А1;*
7. **Орієнтовний перелік публікацій** \_\_\_\_\_
1. *Підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь нагріву котлів ДКВр;*
2. *Порівняльний аналіз теплоаеродинамічних характеристик економайзерних поверхонь нагріву;*

**8. Консультанти розділів дисертації:**

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
з питань охорони праці	<i>к.т.н., доц. Каишанов С.Ф.</i>		
з економічних питань	<i>к.п.н., доц. Пермінова С.О.</i>		

9. **Дата видачі завдання** \_\_\_\_\_ " 12 " березня 2018 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	<i>Огляд економайзерних поверхонь нагріву котлів малої продуктивності</i>	15.11.2016	
2	<i>Отримання результатів дослідження теплообміну та аеродинаміки пучків труб з поперечним неповним оребренням</i>	08.03.2017	
3	<i>Тепловий та аеродинамічний розрахунок водяних економайзерів</i>	02.10.2017	
4	<i>Порівняльний аналіз результатів теплового та аеродинамічного розрахунків ВЕ</i>	11.12.2017	
5	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	15.02.2017	
6	<i>Оформлення графічної частини</i>	16.04.2017	
7	<i>Підпис керівника магістерської дисертації</i>	30.04.2018	
8	<i>Проходження нормоконтролю</i>	03.05-11.05.2018	
9	<i>Попередній захист</i>	14.05-16.05.2018	
10	<i>Державний захист магістерської дисертації</i>	21.05 - 31.05.2018	

**Студент**

\_\_\_\_\_ *Янушевський В.А.*  
(підпис) (прізвище та ініціали)

**Науковий керівник дисертації**

\_\_\_\_\_ *Рогачов В.А.*  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Мета роботи – підвищити теплоаеродинамічну ефективність економайзерної поверхні нагріву котла ДКВР-2.5-13ГМ, підвищити ККД котла за рахунок заміни чавунного економайзера на економайзер зі сталевих труб з неповним поперечним ребренням, зменшити масо-габаритні характеристики економайзерної поверхні нагріву котлоагрегату шляхом застосування металевих труб з неповним поперечним ребренням.

Об'єкт дослідження – економайзерна поверхня нагріву, яка виконана з плоскоовальних труб з неповним поперечним ребренням.

Предмет дослідження – теплотехнічні та аеродинамічні показники, особливості конструкцій та компоновки їх вплив на економічність роботи обладнання.

Метод дослідження – розрахунко-теоретичне та експериментальне визначення енергетичних та економічних показників роботи економайзерної поверхні нагріву, виконаної з плоскоовальних труб з неповним поперечним ребренням.

ПАРОВИЙ КОТЕЛ, ЕКОНОМАЙЗЕР, ПОВЕРХНЯ НАГРІВУ, РЕБРЕННЯ,  
ПЛОСКООВАЛЬНА ТРУБА, ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ.

## ABSTRACT

The purpose of the work is to increase the heat-aerodynamic efficiency of the economizer surface heating of the boiler, to increase the efficiency of the boiler by replacing the cast-iron economizer with an economizer from steel pipes with incomplete cross-section, reducing the mass-dimensional characteristics of the economizer surface heating boiler through the use of metal pipes with incomplete transverse sharpening

The object of the study is the economizer surface of heating, which is made of flat-bottomed pipes with incomplete lateral fins.

The subject of research - thermal engineering and aerodynamic characteristics, structural features and layout of their influence on the efficiency of equipment operation.

The method of investigation is the calculation-theoretical and experimental determination of the energy and economic performance of the economizer surface heating made from flat-bottomed pipes with incomplete lateral fins.

STEAM BOILER, ECONOMYZER, HEAT SURFACE, WATERPROOF, PLANE PIPE, ECONOMIC EFFECT.

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів .....	9
Вступ.....	11
1 Розвиток сучасних засад для підвищення ефективності конструкцій парових котлів малої потужності .....	13
1.1 Парові котли малої потужності .....	13
1.2 Конструктивна схема котлів типу ДКВр.....	14
1.3 Хвостові поверхні котлів, втрати теплоти, шляхи підвищення ККД котла.....	17
1.4 Водяні економайзери котлів малої потужності .....	21
1.5 Теплообмінні поверхні з труб зручно-обтічної форми .....	24
1.6 Висновки до розділу .....	35
2 Експериментальна установка та методика досліджень теплообміну та аеродинамічного опору в пучках плоскоовальних труб з неповним оребрением ..	37
2.1. Експериментальна установка.....	37
2.1.1 Аеродинамічна труба.....	37
2.1.2 Вимірювальні прилади та система електроживлення .....	39
2.1.3 Конструкція та характеристики плоскоовальних оребраних труб і трубних пучків.....	40
2.2. Методика вимірювання і обробки експериментальних даних .....	44
2.2.1 Конвективний теплообмін.....	44
2.2.2 Аеродинамічний опір.....	49
2.3 Оцінка похибки вимірювань .....	50
3 Аналіз результатів теплових та аеродинамічних досліджень пакетів плоскоовальних труб .....	57
3.1 Результати дослідження теплообміну пакетів плоскоовальних труб.....	57
3.2 Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб .....	62

4	Порівняльний аналіз розрахунку економайзерних поверхонь нагріву .....	66
5	Техніко-економічний розрахунок.....	68
6	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	74
6.1	Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації котельної установки .....	74
6.2	Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії .....	76
6.2.1	Параметри приміщення .....	76
6.2.2	Мікроклімат та повітря робочої зони.....	77
6.2.3	Вентиляція робочої зони .....	79
6.2.4	Виробничий шум.....	80
6.2.5	Освітлення робочої зони .....	80
6.2.6	Електробезпека.....	81
6.3	Безпека в надзвичайних ситуаціях .....	83
6.3.1	Організація ефективної роботи системи оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації .....	83
6.3.2	Обов'язки та дії персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації.....	85
6.3.3	Пожежна безпека.....	86
7	Розроблення стартап-проекту .....	88
7.1	Резюме проекту .....	88
7.2	Вид та спрямованість проекту .....	88
7.3	Аналіз ідеї проекту.....	89
7.4	Аналіз ринкових можливостей запуску проекту .....	91
7.5	Розроблення ринкової стратегії проекту .....	95
7.6	Розроблення маркетингової програми стартап-проекту .....	96
7.7	Висновки .....	98
	Висновки .....	100
	Перелік джерел посилань .....	103
	Додатки.....	109
	Додаток А Тепловий розрахунок ДКВР-2,5-13Г та водяних економайзерів.....	110

Додаток Б Тепловий та аеродинамічний розрахунки водяних економайзерів.....	138
Публікація .....	153
Технічне завдання на науково-дослідну роботу .....	154
Довідка про провадження.....	158



ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ  
І ТЕРМІНІВ

$\delta$  – товщина стінки, м;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії, %;

$\mu$  – масова доля;

$\vartheta$  – температура відхідних газів °С;

$\sigma$  – відносний крок.

$\phi$  – коефіцієнт збереження тепла;

$\chi$  – кутовий коефіцієнт;

$\psi$  – коефіцієнт теплової ефективності;

$d$  - діаметр, м;

$i$  – ентальпія робочого тіла;

$k$  – коефіцієнт поглинання;

$l$  – довжина, м;

$m$  – маса, кг;

$r$  – об'ємна частка;

$t$  – температура, °С;

$V$  – витрата палива, м<sup>3</sup>/с;

$Vi$  – критерій Бугера;

$D$  – паропроодуктивність, кг/с;

$F$  - площа, м<sup>2</sup>;

$G$  – витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;

$I$  – ентальпія, кДж/кг;

$P$  – тиск, МПа;

$Q_1$  – корисно використана теплота, кДж/кг;

$Q_2$  – втрата теплоти з продуктами згорання, кДж/кг;

$Q_3$  – втрата теплоти від хімічної неповноти згорання, кДж/кг;

$Q_4$  – втрата теплоти від механічної неповноти згорання кДж/кг;

$Q_5$  – втрата теплоти в навколишнє середовище кДж/кг;  
 $Q_6$  – втрата з фізичним теплом шлаків кДж/кг;  
 $Q_p^p$  – розподільча теплота, МДж/кг; МДЖ/нм<sup>3</sup>;  
 $Q_p^p$  – вища теплота згоряння палива, МДж/кг; МДЖ/нм<sup>3</sup>;  
 $Q_n^p$  – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг; МДЖ/нм<sup>3</sup>;  
 $Q_p^p$  – вища теплота згоряння палива, МДж/кг; МДЖ/нм<sup>3</sup>;  
 $Q_n^p$  – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг; МДЖ/нм<sup>3</sup>;  
 $S$  – циркуляція, Па;  
 $T$  – абсолютна температура, К;  
 $V$  – об'єм, м<sup>3</sup>;  
 $(Vc)$  – теплоємність, кДж/кг·К;  
 $\Delta P$  – опір, Па;

#### Індекси

$ad$  – при адіабатичній температурі горіння;  
 $br$  – бруто;  
 $vidx$  – при температурі відхідних газів;  
 $z$  – продукти згорання;  
 $ek$  – екран;  
 $z$  – задній;  
 $л$ - лівий;  
 $n.n.$  – насичена пара;  
 $n$ - под;  
 $пов$  – повітря;  
 $пр$  – правий;  
 $c$  – стеля;  
 $ст$  – стінка;  
 $t$  - топка;  
 $фр$  – фронт;

## ВСТУП

Котельні агрегати одержали дуже широке поширення, як у великій енергетиці, так і у промисловості. Це обумовлено тим, що вони можуть підтримувати навантаження, яке відрізняється від спроектованого, що дозволяє використовувати їх для забезпечення потреб у парі для різноманітних технологічних схем промислових підприємств, для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Пар на парових котлах генерується за рахунок передачі теплоти від гарячих димових газів до поверхонь нагріву усередині яких рухається робоче тіло.

Паливо, що спалюється на котельних агрегатах може бути: кам'яне вугілля, буре вугілля, горючі сланці, мазут, різні горючі гази та ін. Кожен вид палива має свою характеристику (калорійність, зольність, вологість, відсотковий вміст сірки, водню, азоту, кисню і т.д.), і тому конструкторські рішення для спалювання даних видів палива відрізняються один від одного.

Основним недоліком усього котельного обладнання є забруднення навколишнього середовища димовими газами, до складу яких входить не тільки пил (твердопаливні котли), але і оксиди азоту, вуглецю й інших елементів. Концентрація оксидів азоту залежить від температури, при якій відбувається спалювання палива. Концентрація збільшується з ростом температури, тому по можливості намагаються знизити температуру в топкових пристроях котельних агрегатів. Присутність оксидів вуглецю в димових газах обумовлена, в основному, недостатчею повітря в топковому об'ємі для спалювання даної кількості палива.

У даній магістерській дисертації представлені шляхи підвищення ефективності роботи парових котлів малої потужності: а саме встановлення в якості хвостової поверхні нагріву водяний економайзер, який зроблено з металевих плоскоовальних труб з неповним поперечним орєбрєнням, та зроблений порівняльний аналіз застосування даного типу поверхні теплообміну в порівнянні з типовими чавунними секціями та круглими трубами.

Для порівняльного аналізу було розглянуто паровий котел Е-2.5-13ГМ по типу

ДКВр. Даний паровий котел встановлюється на більшості промислових підприємств для задоволення потреб виробництва у технологічному парі. Даний котел має паропродуктивність котла – 2.5 т/год, абсолютний тиск насиченої пари на виході з котла – 1.4 МПа, паливом для даного котла є природний газ.

Застосування у якості поверхонь нагріву плоскоовальних труб з неповним поперечним ребренням дозволяє зменшити масо-габаритні характеристики водяного економайзера більш ніж у 4 рази (при незмінному навантаженні та температуному графіку роботи котла) Це здешевлює капітальні витрати на виготовлення та монтаж економайзера майже у 5 разів, що робить його досить привабливим для споживачів.

Кращі теплоаеродинамічні показники плоскоовальних труб з неповним поперечним ребренням дозволяють зменшити аеродинамічний опір пучка труб, що в свою чергу веде до економії електричної енергії на привід димососу і економії коштів до 30%.

# 1 РОЗВИТОК СУЧАСНИХ ЗАСАД ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ПАРОВИХ КОТЛІВ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

## 1.1 Парові котли малої потужності

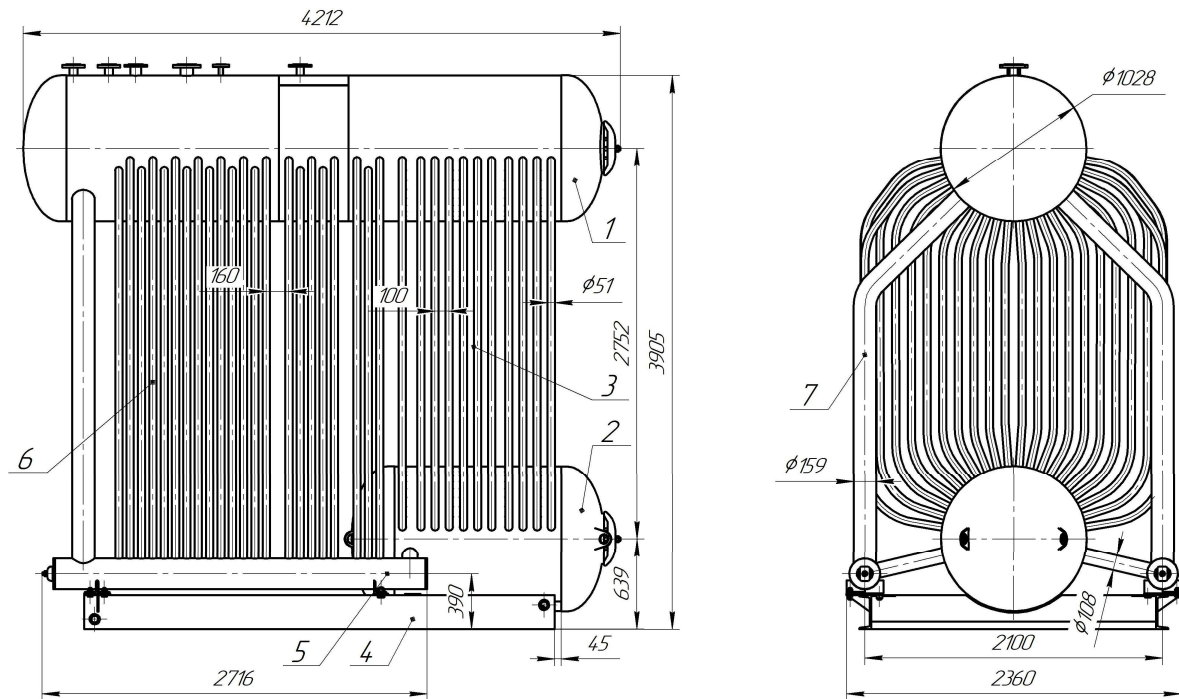
В промисловості широко використовуються котли для виробництва водяної пари різних параметрів (тиск, температура). Суттєву нішу в теплоенергетиці країни займають парові котли низького та середнього тиску паропродуктивністю від 1 т/год до 25 т/год.

На сьогодні котельними заводами випускаються різноманітні конструкцій парових котлів низького тиску, в тому числі з димогарними і жаровими трубами, в яких продукти згорання проходять в середині труб, а вода омиває їх зовні, і водотрубні котли, в яких робоче тіло циркулює в трубах, а продукти згорання омивають зовнішню поверхню труб.

Характерними особливостями для водотрубних котлів малої паропродуктивності і низького тиску, які використовуються в промисловості, є розвинуті конвективні випарні поверхні нагріву, що визначаються меншим ніж потрібно для випарювання води при низькому тиску, теплосприйняттям екранів, також в даних котлах завершення охолодження димових газів відбувається в конвективному водяному пучку або у водяному економайзері, що можливо при низькій температурі живильної води (80-100 °С) і економічно виправданій високій температурі відхідних газів при малій паропродуктивності котлів; відсутність підігріву повітря, що спрощує конструкцію котлів і допускається при шаровому спалюванні твердого палива і факельному спалюванні газу і мазуту; двобарабанна схема включення випарних поверхонь нагріву і розташування обігріваємих опускних труб циркуляційного контуру конвективного пучка в області низьких температур, відсутність пристроїв для регулювання температури пари. [1]

## 1.2 Конструктивна схема парових котлів типу ДКВр

Умовне позначення парового котла ДКВр означає – двобарабанный котел, водотрубний, реконструйований.



а – вигляд збоку

б – вигляд з фронту

1 – барабан верхній; 2 – барабан нижній; 3 – пучок конвективний;  
4 – рама опорна; 5 – колектор екранний; 6 - камера топочна; 7 – труба опускна

Рисунок 1.1 - Типова конструкція парового котла ДВР-2.5-1.4ГМ

Котел має верхній довгий і нижній короткий барабани (рисунок 1.1), які розміщені вздовж осі котла. Барабани з'єднані ввареними в них гнутими кип'ятильними трубами, утворюючи розвинений конвективний пучок. Перед конвективним пучком розміщена екранована топочна камера. Труби бокових екранів вварені у верхній барабан, нижні кінці екранних труб приварені до нижніх колекторів.

Топочна камера для виключення затягування полум'я в конвективний пучок і зменшення втрат з уносом і хімічним недопалом розділяється шамотною

перегородкою на власне топку і камеру допалу. Камера допалу відділяється від конвективного пучка шамотною перегородкою, яка встановлюється між першим і другим рядами кип'ятильних труб, внаслідок чого перший ряд труб конвективного пучка являється одночасно і заднім екраном камери допалу. В середині конвективного пучка встановлюється чугунна перегородка, розділяюча його на перший і другий газоходи. Вхід топочних газів в конвективний пучок і вихід їх із котла виконано асиметрично.

Живлення бокових екранів водою здійснюється із нижніх колекторів, куди вода потрапляє по опускним трубам із верхнього барабану і одночасно по з'єднаним трубам із нижнього барабану. Така схема підводу води в колектори підвищує надійність роботи котла при зниженому рівні води і сприяє зменшенню відкладень шламу у верхньому барабані.

В котлі без пароперегрівача при відсутності особливих вимог до якості пари і солевмісту котлової води до 3000 мг/л, а також в котлах з пароперегрівачем при солевмісті до 1500 мг/л приміняються сепараційні пристрої, які складаються з жалюзів і дирчастих листів.

Барабани котлів типу ДКВр на 1.3 і 2.3 МПа (13 і 23 кгс/см<sup>2</sup>) виготовляють з низьколегованої сталі 16ГС і мають однакові діаметри 1000 мм, товщина стінки барабанів котлів з робочим тиском 1.3 МПа (13 кгс/см<sup>2</sup>) – 13 мм, котлів з робочим тиском 2.3 МПа (23 кгс/см<sup>2</sup>) – 20 мм. Барабани котлів оснащені лазовими люками, розміщеними на задніх днищах барабанів.

По нижній твірній верхніх барабанів всіх котлів встановлюються дві легкоплавкі пробки, предназначені для попередження перегріву стінок барабану, який працює під тиском. Сплав металу, яким заливають пробки, починає плавитися при упуску води із барабану і підвищенні температури його стінки до 280-320 °С. Шум пароводяної суміші, яка виходить через утворений у пробці отвір при розплавленні сплаву являється сигналом персоналу для прийняття екстрених мір до зупинки котла. Завод-виробник приміняє в легкоплавких пробках сплав наступного складу: свинець С2 або С3 по ГОСТ 3778-56 – 90%; олово О1 або О2 по ГОСТ 860-60 – 10<sup>+20</sup>%. Коливання температури плавлення сплаву допускається в межах 240-310 °С.

Підвід живильної води виконаний у верхній барабан, у водяному об'ємі якого вона розподіляється по живильній трубі. Для неперервної продувки у верхньому барабані встановлюється штуцер, на якому змонтована регулююча і запорна арматура. В нижньому барабані встановлюється перфорована труба для періодичної продувки и труби для прогріву котла порою при розпалюванні.

Гиби труб екранів і конвективного пучка виконані з радіусом 400 мм, при якому механічна очистка внутрішньої поверхні шуровкою не представляє труднощів. Механічна очистка труб конвективного пучка і екранів проводиться із верхнього барабану. Камери екранів очищаються через торцеві лючки, які встановлені на кожній камері.

Камери котлів типу ДКВр виготовляються із труб  $\text{Ø}219 \times 8$  мм для котлів з робочим тиском 1.3 МПа (13 кгс/см<sup>2</sup>) і  $\text{Ø}219 \times 10$  мм – тиском 2.3 МПа (23 кгс/см<sup>2</sup>). Конвективні пучки виготовляються з коридорним розміщенням труб. Камери, екранні і конвективні труби котлів типу ДКВр виготовляються із вуглецевої сталі марок 10 і 20.

Очистка зовнішніх поверхонь нагріву від забруднень в котлах типу ДКВр здійснюється обдувкою насиченою чи перегрітою парою з тиском перед соплами 0.7-1.7 МПа (7-17 кгс/см<sup>2</sup>), допускається приміняти для цих цілей стиснуте повітря. Для обдувки приміняють стаціонарні обдувочні прилади та переносні, які використовують для очистки екранів і пучків труб від золових відкладень через обдувочні лючки.

Транспортабельні котли (паропродуктивністю 2.5; 4; 6.5 т/год) встановлюються на опорній рамі. Температурні переміщення елементів котла відносно нерухомої опори, якою являється передня опора нижнього барабану забезпечується подвижними опорами камер бокових екранів і нижнього барабану.

Котли типу ДКВр не мають силового каркасу, в них приміняється обвязочний каркас, який в котлах з полегшеною обмуровкою використовується для кріплення обшивки.

Котли типу ДКВр можуть примінятися в якості теплофікаційних. Оптимальними схемами для цих цілей признані: примінення стандартного



включеного в циркуляцію котла бойлера (теплообмінника), розміщеного над котлом, і установка бойлера окремо від котла. Переведення котлів у водогрійний режим приводить до інтенсивно корозії поверхонь нагріву як з газової, так і з водяної сторони. У цьому випадку кородують не тільки трубні поверхні нагріву, але і поверхні барабанів, особливо при спалюванні палива, яке містить сірку.[2]

### 1.3 Хвостові поверхні котлів, втрати теплоти, шляхи підвищення ККД котла

Теплову енергію отримують за рахунок спалювання палива, тобто за рахунок внутрішньої хімічної енергії горючих речовин. Паливом називається горюча речовина, що спалюється для одержання тепла та використовується в якості джерела енергії.

Тепло, що виділяється в топці котла при спалюванні палива, використовується не повною мірою, так як частина тепла витрачається на покриття теплових втрат.

Баланс теплоти котельного агрегату, на 1 кг палива, що спалюється, можна представити у вигляді наступного рівності:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (1.1)$$

де  $Q_p^p$  - розподільча теплота, кДж/кг;

$Q_1$  - корисно використана теплота, одержувана у вигляді пари і гарячої води, кДж/кг;

$Q_2$  - втрата теплоти з продуктами згоряння (газами), які йдуть з котла і викидаються в атмосферу, кДж/кг;

$Q_3$  - втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння, кДж/кг;

$Q_4$  - втрата теплоти від механічної неповноти згоряння (втрати в провалі, шлаку, віднесенні золи), кДж/кг;

$Q_5$  - втрата теплоти усіма елементами котельного агрегату в навколишнє середовище, кДж/кг;

$Q_6$  - втрата з фізичним теплом шлаків, кДж/кг;

З рівняння балансу теплоти видно, що чим більші втрати, тим менше корисно використовується  $Q_1$ , так як  $Q_1 = Q_p^p - \sum Q_i$ .

Економічність роботи котла оцінюють коефіцієнтом корисної дії, який дорівнює відношенню кількості корисно використаного тепла на 1кг палива, що спалюється до розподільчої теплоти.

$$\text{ККД} = \frac{Q_1}{Q_p^p} \cdot 100\% \quad (1.2)$$

Скорочення теплових втрат призводить до підвищення  $\eta$  котельного агрегату і економії палива.

Тому при монтажі та налазці котельних агрегатів особливу увагу слід звертати на правильну установку пальників і поточних пристроїв, а також забезпечити максимальну щільність газоповітряного тракту і обмурівки.

Для котлів, що працюють на рідкому і газоподібному паливі або їх суміші, розмову можна вести тільки про втрати  $Q_2, Q_3, Q_5$ .

Втрати з димовими газами  $Q_2$ . Найбільшими втратами теплоти в будь-якому котлі є втрата з димовими газами, що мають на виході з останньої поверхні температуру 120-470 °С, а іноді і вище.

Підвищення температури димових газів на кожні 15-20 °С призводить до перевитрати палива котлом приблизно на 1%. Теплота газів «вилітає в трубу» в прямому сенсі цього слова.

У багатьох котлах великої продуктивності з димовими газами втрачається 5-8% всієї теплоти, що виділяється при спалюванні паливі.

Ці втрати зростають при забрудненні поверхонь нагріву золою або сажею, так як при цьому погіршується передача теплоти воді, пару або повітрю.

Втрата теплоти від хімічного недопалу  $Q_3$ .

Вуглець, який міститься в паливі може з'єднуватися з киснем повітря по різному.

Зазвичай він згоряє у вуглекислий газ  $\text{CO}_2$ : виділяючи по 8050 ккал теплоти на кожен кілограм вуглецю.

При недостатній кількості вільного кисню утворюється і другий газ - оксид вуглецю або чадний газ CO.

Цю хімічну реакцію називають неповним згорянням, оскільки при ній на кожен кілограм згорілого вуглецю виділяється тільки 9906 кДж. Оксид вуглецю може догоріти в вуглекислий газ, виділивши при цьому 23742 ккДж теплоти на кожен кілограм згорівшого вуглецю (C).

Крім оксиду вуглецю CO, у вихідних газах іноді міститься невелика кількість водню H<sub>2</sub>, метану CH<sub>4</sub> та інших газів, які могли б також виділити тепло, якщо вони б згоріли.

Ось це тепло, яка могла б виділитися в котельній камері, якби ці горючі гази згоріли, являє собою втрату від хімічного недопалу Q<sub>3</sub>.

При згоранні рідкого і газоподібного палива ця втрата зазвичай не перевищує 1% при організації відповідного контролю за режимом горіння палива.

Втрати теплоти в навколишнє середовище Q<sub>5</sub>.

Ці втрати полягають в тому, що частина теплоти, яка виділяється в топці втрачається через обмурівку або ізоляцію газоповітряного тракту і витрачається на нагрівання навколишнього повітря.

При наближених розрахунках цю втрату вважають рівною 1.3% для котлів продуктивністю 20 т/год; 0,7% для котлів 100 т/год; 0.4% для котлів близько 400 т/год і 0.2% для однокорпусних котлів високого тиску паропроductивністю 1000 т/год.

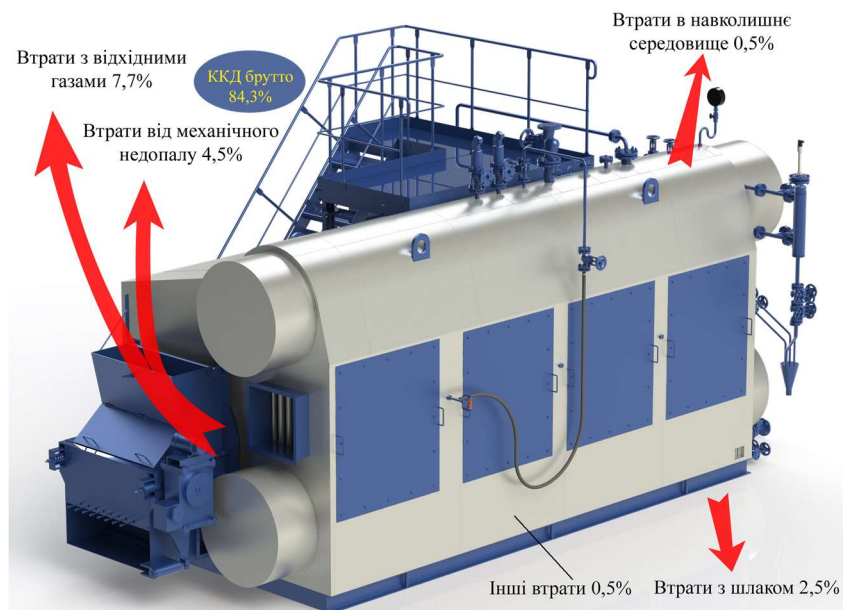
Втрати залежать від паропроductивності котла і стану обмурівки топки і ізоляції газоповітропроводів.

Вище вже згадувалося про загальне поняття коефіцієнта корисної дії, але слід пам'ятати, що ККД може бути брутто і нетто.

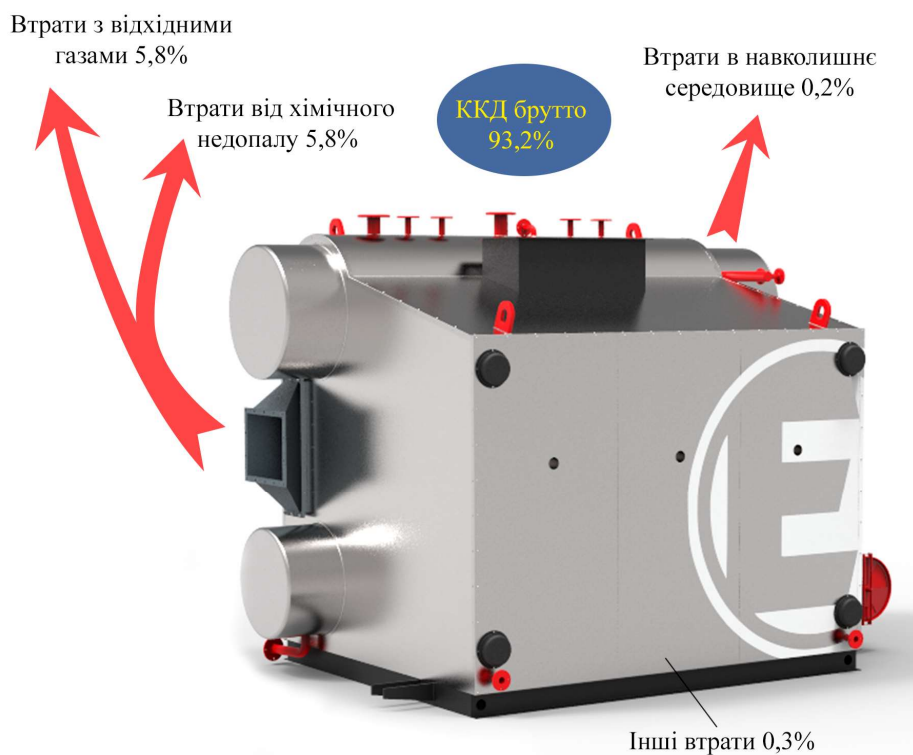
Коефіцієнтом корисної дії котла брутто ( $\eta_{бр}$ ) називають число, що показує, яка частина теплоти, що вводиться з паливом в котел, використовується в ньому для отримання пари.

Чим досконаліша конструкція котла і чим більше якісно проводиться його ремонт і обслуговуванням, тим менший відсоток теплоти витрачається марно.

На рисунку 1.2 показано, наскільки різняться втрати теплоти і  $\eta_{бр}$  у твердопаливного і газового котлів однієї паропроductивності.



а)



б)

а – при спалюванні вугілля; б – при спалюванні газу

Рисунок 1.2 - Втрати теплоти та ККД двобарабаних водотрубних парових котлів

При майже однаковій температурі відхідних газів (близько 140 °С) втрати теплоти з відхідними газами вищі у вугільних котлах. Це пов'язано з тим, що

спалювання вугілля відбувається при більшому надлишку повітря.

Втрати теплоти від механічного недопалу твердого палива, відрізняється для різних марок вугілля, і перевищує втрати від хімічної неповноти згорання мазуту. Підвищені втрати теплоти в навколишнє середовище вугільних котлів обумовлені більшою зовнішньою поверхнею їхньої топки і газоходів.

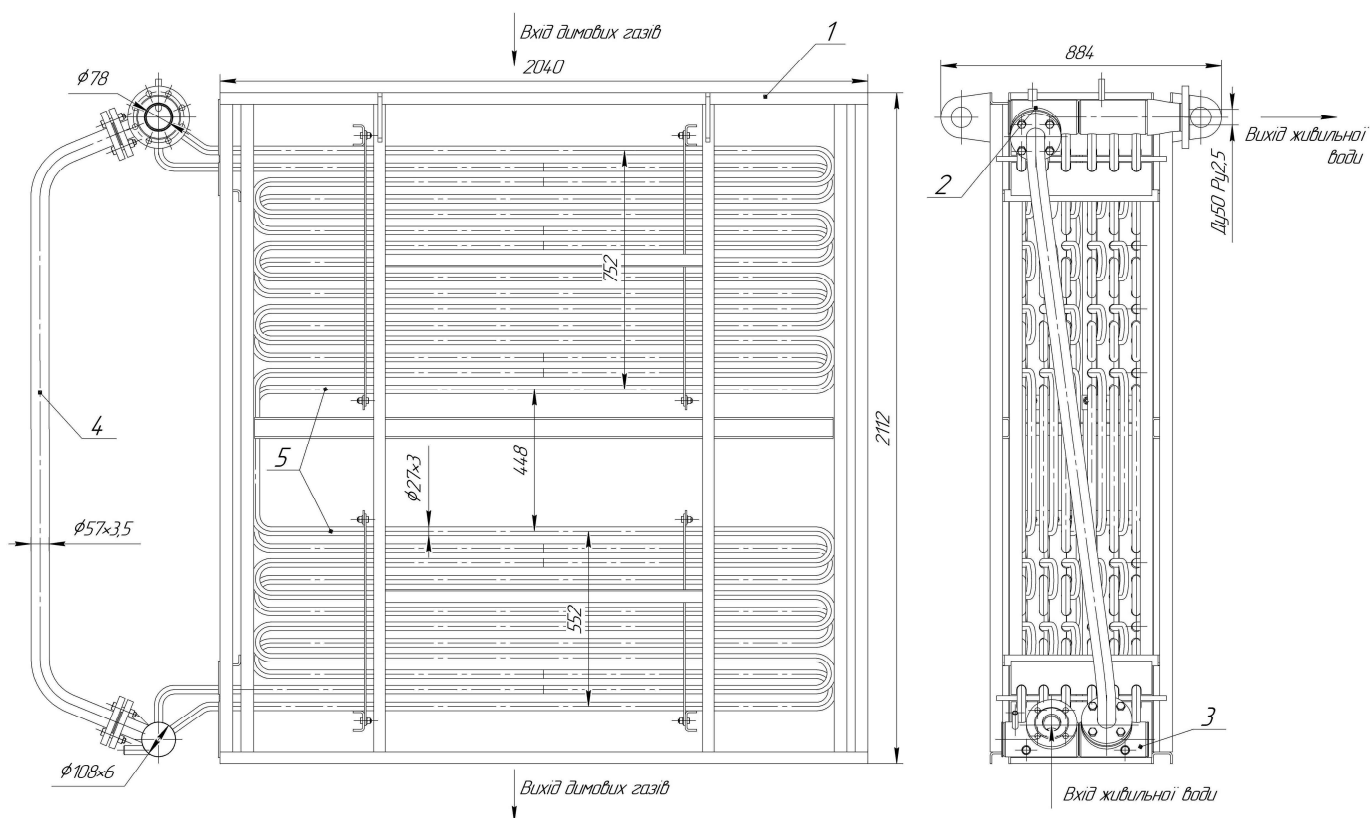
Також у вугільних котлах доводиться враховувати втрати теплоти з видаляємим шлаком. [3]

#### 1.4 Водяні економайзери котлів малої потужності

Економайзери умовно поділяють на два типи: киплячі і некиплячі. В економайзері сприймається 10-20% теплоти палива.

Некиплячі економайзери призначені для підігріву живильної води тільки до температури насичення і встановлюються індивідуально на котел чи на групу котлів низького тиску (до  $P=2.4$  МПа) і малої потужності і можуть відключатися від котлів по газовому і водяному тракту. Їх виконують у вигляді пакетів гладких, сталевих (рисунок 1.3) чи оребрених чавунних труб з ребрами зі сторони димових газів.

Довжина оребреної чавунної труби економайзера конструкції ВТІ складає 1.5; 2 чи 3 метри, діаметр труби 76x8 мм, зовнішні ребра – квадратні, розміром 150x150 мм (рисунок 1.4). Кількість труб в пакеті в горизонтальній площині визначається, виходячи із швидкості продуктів згорання, яка зазвичай становить 6-9 м/с; число горизонтальних рядів труб економайзера визначається необхідною поверхнею нагріву. Значення коефіцієнту теплопередачі, віднесеного до повної зовнішньої поверхні економайзера, при швидкості димових газів 8 м/с становить  $k \approx 20$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).



а – вигляд зпереду

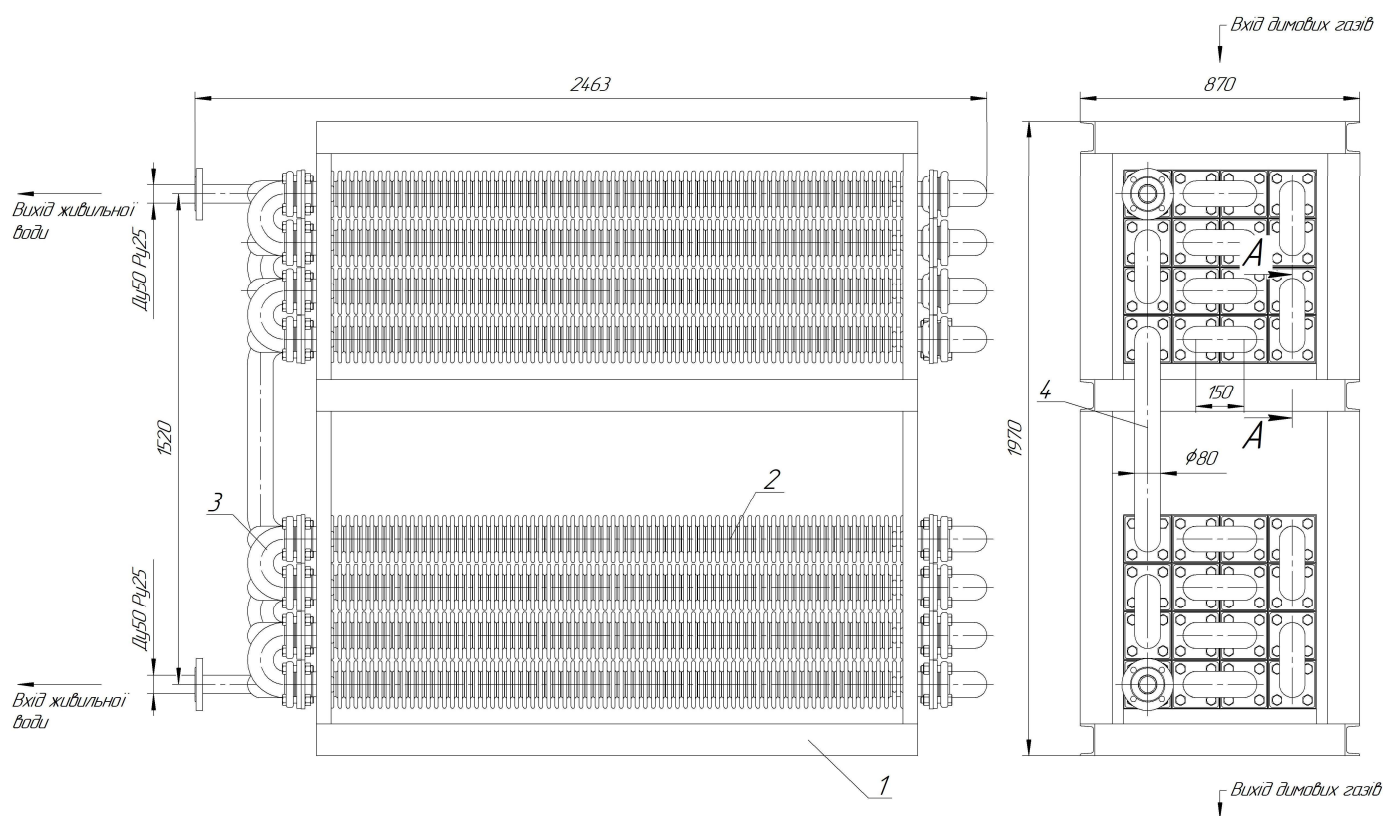
б – вигляд збоку

1 – каркас; 2 – колектор верхній; 3 – колектор нижній; 4 – труба перепускна;

5 – змієвики економайзера

Рисунок 1.3 - Типова конструкція сталюого гладкотрубного економайзера

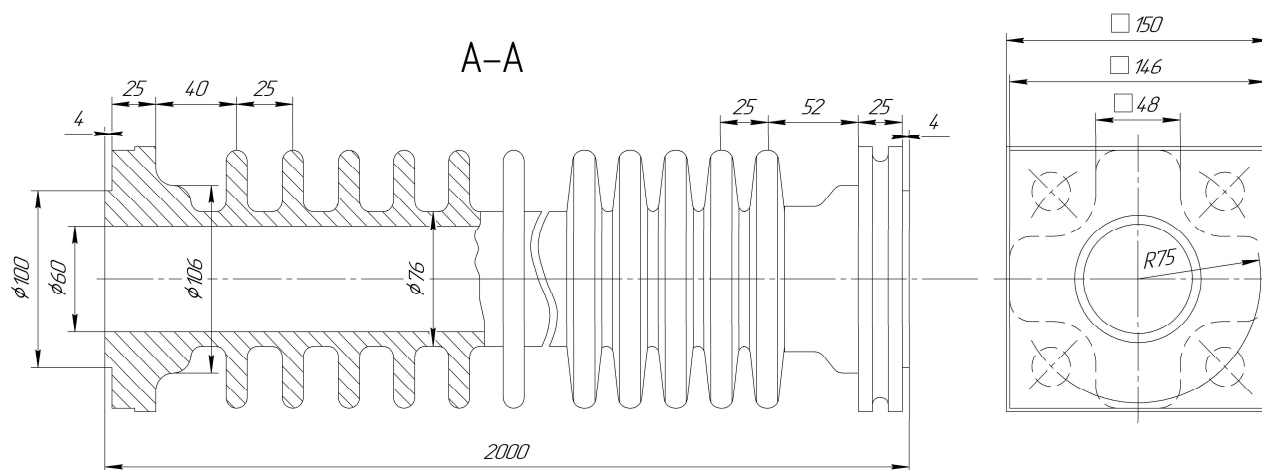
типу БВЕС



а – вигляд зпереду

б – вигляд збоку

1 – рама опорна; 2 – труба оребрена; 3 – патрубок перепускний; 4 – труба перепускна;



в – конструктив оребреної труби

Рисунок 1.4 - Типова конструкція чавунного оребреного економайзера системи ВТІ

Коефіцієнт теплопередачі в некиплячому економайзері визначається як середній логарифмічний по формулі:

$$k = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \quad (1.3)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі від гріючого середовища до стінки і від стінки до нагріваємого середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_m$  і  $\lambda_m$  – товщина і теплопровідність металічної стінки труби, м і Вт/(м·К);

$\delta_3$  і  $\lambda_3$  – товщина і теплопровідність шару забруднень на зовнішній поверхні труби, м і Вт/(м·К);

$\delta_n$  і  $\lambda_n$  – товщина і теплопровідність шару накипу на внутрішній поверхні труби, м і Вт/(м·К);

В цілях інтенсифікації теплообміну економайзер виготовляють із трубок малого діаметру  $d_n=28-38$  мм при товщині стінки 2.5-3.5 мм. Кінці змієвиків економайзера об'єднують колекторами, які винесені з області обігріву димових газів. [4]

### 1.5 Теплообмінні поверхні з труб зручно-обтічної форми

Ідея застосування профільованих труб пов'язана з прагненням інтенсифікувати тепловіддачу за рахунок можливого підвищення швидкості зовнішнього теплоносія внаслідок меншого аеродинамічного опору пучків таких труб у порівнянні з пучками круглого перетину. Дослідженню теплообміну й аеродинамічного опору в пучках овальних, плоскоовальних труб присвячена відносно невелика кількість робіт.

У монографії [5] автор приділив досить велику увагу порівнянню теплових ефективностей раніше досліджених у роботах [6, 7] й ін. гладкотрубних пучків із труб різної форми, перетину у тому числі овального профілю (рисунок 1.5, 1.6).



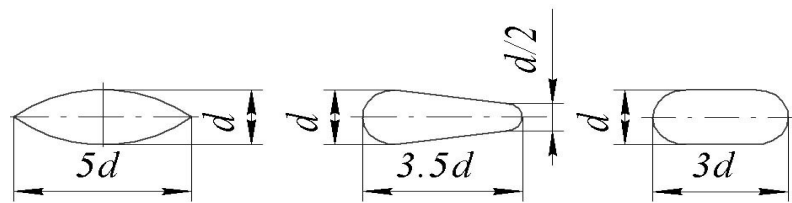


Рисунок 1.5 – Досліджені профілі труб [5]

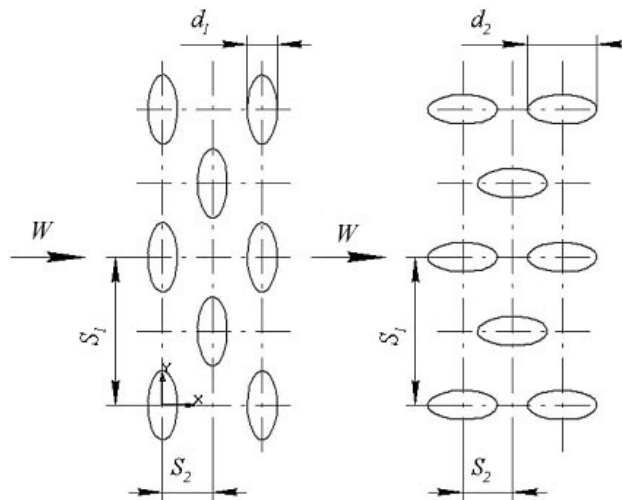


Рисунок 1.6 - Пучки овальних труб

При оцінці теплових й аеродинамічних характеристик лінійні розміри в числах Рейнольдса  $Re$  і Нусельта  $Nu$  прийняті однаковими й рівними 20 мм. З наведених в [5] результатів порівняння різних форм гладкотрубних поверхонь видно, що поверхні із профільованих труб овального профілю мають трохи кращі теплові характеристики в порівнянні із круглотрубними пучками. Коефіцієнти тепловіддачі при тих самих питомих витратах потужності на прокачування теплоносія в середньому на 10-20% вище найбільш ефективного гладкотрубного шахового пучка з  $\sigma_1=1.25$  й  $\sigma_2=1.08$ . Пучки з овальних труб досліджувалися також при різних умовах обтікання. Труби першого пучка розташовувалися своєю великою віссю перпендикулярно потоку й умови обтікання наближаються до обтікання для пучка круглих труб, труби другого шахового пучка розташовувалися своєю малою віссю перпендикулярно потоку, що відповідало умовам майже без відривного обтікання. Перший пучок мав більш ніж в 2 рази більший опір і на 35% більший коефіцієнт тепловіддачі ніж другий. В цій же роботі зроблений важливий висновок на користь пучків із профільованих гладких

труб. При однаковому поперечному кроці  $S_1$  профільовані поверхні значно компактніші ніж гладкотрубні, їхні габарити в середньому на 50% менші. У той же час автор [5] вважає, що тип некруглого профілю не є домінуючим фактором при вирішенні задачі інтенсифікації теплообміну і перевагу варто віддавати найбільш технологічному з них.

Викликає інтерес робота [8] в якій експериментально вивчався вплив на теплообмін і лобовий опір відношення повздовжнього та поперечного розмірів перетину  $d_2/d_1$  одиночного гладкого овального циліндра. Отримані результати порівнювалися з даними для круглого циліндра. Зовнішній периметр розглянутих овальних труб був таким же як і для круглої труби. Вивчалися три типи овальної труби з  $d_2/d_1=1.9, 2.8, 4.0$ . Експерименти проведені в діапазоні зміни числа Рейнольдса  $Re_D=1000-11000$ . При  $Re_D<5000$  інтенсивність теплообміну еліптичного циліндра для всіх трьох типів не відрізняється від теплообміну циліндра круглого профілю. При  $Re_D > 5000$  спостерігається поступове із зростанням числа Рейнольдса погіршення теплообміну труб еліптичного профілю в порівнянні з циліндром круглого профілю на 8% для  $d_2/d_1=2$  і на 16% для  $d_2/d_1=3$  і 4 для крайнього значення числа Рейнольдса  $Re_D=11000$ . У той же час, лобовий опір труби еліптичного профілю з  $d_2/d_1=2$  у 1.40-1.45 разів, для профілю з  $d_2/d_1=3$  у 1.7 разів і профілю з  $d_2/d_1=4$  у 2-2.5 разів нижче, ніж для труби круглого профілю. Порівняння теплової ефективності труб еліптичного профілю та труби круглої форми показало значну перевагу труб еліптичної форми.

Величина  $\left(\frac{Nu_d}{\xi}\right)_{овал} / \left(\frac{Nu_D}{\xi}\right)_{круг}$  для відношення  $d_2/d_1=2$  складає 1.6 для  $d_2/d_1=3$  і 4 1.8 і 2.5 відповідно.

У роботі [9] автори провели дослідження теплообміну і аеродинаміки для двох випарних теплообмінників-охолоджувачів. Перший складався з гладких труб круглого профілю, другий – з гладких труб еліптичного перетину з відношенням вісей 3:1. Отримані дані показали, що фактор Колборна ( $j_m$ ) і фактор тертя ( $f$ ) для пакету циліндрів еліптичного профілю складав відповідно 89% і 46% від пакету з труб круглого профілю. Відношення величини ( $j_m/f$ ) труб овального профілю до ( $j_m/f$ ) труб

круглого профілю склало 1.93-1.96, що говорить про істотно більшу теплоаеродинамічну ефективність пакетів з еліптичних труб.

За публікаціями [8,9] можна зробити важливий висновок: застосування труб з еліптичною формою перетину є дієвим засобом підвищення теплової ефективності теплообмінних поверхонь, що веде до поліпшення масо-габаритних і експлуатаційних показників теплообмінних пристроїв.

Авторами роботи [10] вивчалася тепловіддача й аеродинамічний опір шахових пучків із плоскоовальних труб (рисунок 1.7) з поперечним орєбрєнням. Тепловіддача досліджувалася методом локального теплового моделювання при двох напрямках теплового потоку. Через калориметричну трубу протікала холодна або гаряча вода, відповідно пучок обдувався гарячим або холодним повітрям. За температуру стінки калориметра прийнята середньоінтегральна величина показань термопар, установлєних на несучій трубї й на самих ребрах, тобто в результатї були отриманї конвєктивнї коефіцієнти тепловіддачі. За визначальну температуру прийнята температура потоку, що набїгає. Розрахункова швидкїсть визначалася в найменшому прохїдному перетинї пучка. За визначальний розмїр прийнятий еквївалентний дїаметр  $d_3$ , рївний

$$d_3 = \frac{4 \cdot f \cdot L}{H} \quad (1.4)$$

де  $f$  - прохїдний перетин пучка, мм;

$L$  - глибина пучка, мм;

$H$  - повна тепловїддаюча поверхня пучка, мм.

Плоскоовальнї труби виготовленї з алюмїнїю. Дослїджувалися 1-, 2-, 6-, 10-ряднї пучки. Труби мали наступнї геометричнї розмїри:  $d_1 \times d_2 = 5.5 \times 13.5$  мм; крок ребер  $t = 2.0$  мм; Висота ребер  $h = 2.9$  мм; товщина ребер  $\delta = 0.5$  мм. Кроки труб обранї наступнї:  $S_1 \times S_2 = 11 \times 17$ ;  $14 \times 18$ ;  $17 \times 18$  мм.

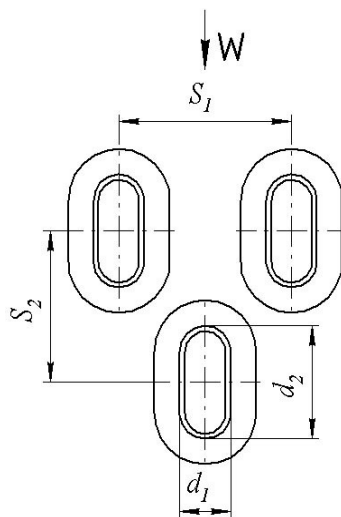


Рисунок 1.7 - Пучок плоскоовальних ребрених труб.

У роботі отримані узагальнюючі залежності для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі й аеродинамічного опору пучків із плоскоовальних ребрених труб в інтервалі зміни чисел  $Re=400-4000$  і відносних кроків труб  $\sigma_1/\sigma=1.5-2.5$  ( $\sigma_1=S_1/d_1$   $\sigma_2=S_2/d_2$ ).

$$Nu = 0.06Re^{0.65} \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right) \cdot Pr^{0.36} \quad (1.5)$$

$$Eu_0 = 10.4Re^{-0.42} \cdot \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^{-0.65} \quad (1.6)$$

У роботі [11] автори за допомогою числового експерименту вивчали теплообмін і аеродинамічний опір п'яти типів труб з хвилястим обрешенням. Перший тип – труба круглого профілю діаметром 15.9 мм служила базовою для порівняння з еліптичними. Труби 2, 3, 4 типів – еліптичної форми з відношенням великої вісі еліпса до малої  $d_2/d_1=2, 3, 4.3$  відповідно. Ребриста труба типу 5 – плоскоовального профілю з  $d_2/d_1=3$ . У цій же роботі автори вказують на зниження інтенсивності тепловіддачі і аеродинамічного опору при збільшенні відношення  $d_2/d_1$ . При швидкості набігаючого потоку, яка дорівнює 2 м/с, при  $d_2/d_1=3$  інтенсивність теплообміну зменшується на 7% і на 46% знижується опір в порівнянні з круглоребристою трубою. При порівнянні

еліптичного і плоскоовального ребристого профілю при  $d_2/d_1=3$  інтенсивність теплообміну практично не змінюється, а аеродинамічний опір плоскоовальної труби зростає всього на 2.5%.

У роботі [12] виконане дослідження теплообміну й аеродинамічного опору пакетів, що складаються із шести латуневих плоскоовальних труб з поперечним перфорованим оребренням у вигляді прямокутних штампованих мідних пластин. Оребрені труби (рис.1.8) мали наступні геометричні характеристики:  $d_1 \times d_2 = 10 \times 19.5$  мм; розміри ребра  $26 \times 28$  мм; товщина ребра  $\delta = 0.3$  мм; крок ребер  $t = 3$  мм.

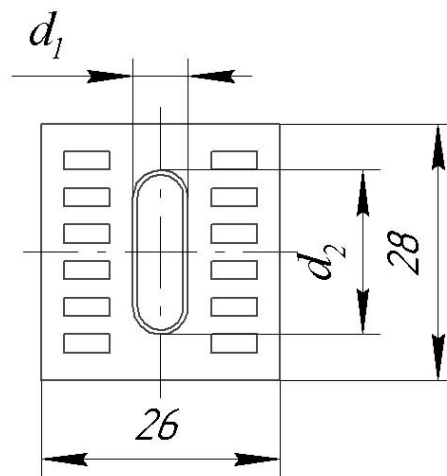


Рисунок 1.8 - Плоскоовальна труба с пластинчастим перфорованим оребренням [12]

Метою дослідження було виявлення впливу розмірів перфорації пластинчастого оребрення на ефективність теплообміну й опір.

Геометричні характеристики пакетів плоскоовальних і еліптичних труб включають додаткові в порівнянні з круглотрубними пакетами параметри, до яких відносяться співвідношення подовжного і поперечного розмірів перетину циліндра  $d_2/d_1$  і кут атаки профілю стосовно напрямку потоку, що набігає  $\varphi$ . Як показало вивчення робіт із дослідження теплообміну й аеродинаміки пакетів гладких і оребрених профільованих циліндрів [5, 13, 14, 10, 15], із пошуком оптимальних значень цих параметрів можуть бути пов'язані перспективи удосконалювання розвинутих поверхонь.

У роботі [14], крім іншого, досліджувався також вплив на середню тепловіддачу еліптичного циліндра кута атаки  $\varphi$ , обумовленого як кут між вектором швидкості потоку, що набігає, і більшою віссю еліптичного поперечного перетину, а також відношення його великої і малої осей  $d_2/d_1$ . Аналіз отриманих результатів показав, що середньоповерхнева інтенсивність тепловіддачі еліптичного циліндра вище відповідної інтенсивності тепловіддачі круглого циліндра, при чому для кутів атаки  $\varphi < 20^\circ$  аеродинамічний опір еліптичного циліндра нижче, ніж круглого. Відзначається зростання коефіцієнта тепловіддачі зі збільшенням значення відношення  $d_2/d_1$  у межах  $d_2/d_1 = 1-3$ . Проте ця залежність побудована за трьома точками із різних робіт і потребує уточнення.

В одній з останніх робіт, присвячених дослідженню впливу профілю несучої труби й форми поперечного ребра на енергомасові показники АПО (апарат повітряного охолодження) є робота Пііра А.Э. і Кунтиша В.Б. [16]. Використання профільованих ребристих труб пов'язано із прагненням інтенсифікувати тепловіддачу за рахунок можливого підвищення швидкості повітря внаслідок меншої втрати тиску в таких пучках у порівнянні з пучками із круглоребристих труб. Крім того, як вже відзначалося вище, пучки із профільних труб мають більший коефіцієнт компактності. Однак, до сьогодення немає досліджень, присвячених питанням порівняльної ефективності пучків ребрених труб круглого й овального (плоскоовального) профілю. Автори [16] приводять порівняльні результати розрахунково-аналітичного дослідження впливу несучої труби із круглим й овальним профілем, ребрених поперечними безперервними ребрами однакових геометричних параметрів, а також дослідження впливу орієнтування овального ребра, розташованого на круглій несучій трубі (рисунок 1.9), на тепломасові характеристики АПО. Для цього автори виконали варіантні теплові, аеродинамічні й гідравлічні розрахунки однакових по габаритах АПО з горизонтальним шаховим розташуванням ребрених труб. Для АПО з ребрених труб овального профілю рух повітря здійснювався уздовж великої осі еліпса. При однакових витратах потужності на прокачування теплоносія  $N = idem$  і незмінній площі фронтального перетину тепловий потік АПО із труб овального профілю в 1.1-1.27 рази більше, ніж для АПО із круглих

труб. Однак, АПО із труб овального профілю має більшу кількість труб через менше значення поперечного кроку  $S_1$  (через більшу компактність).

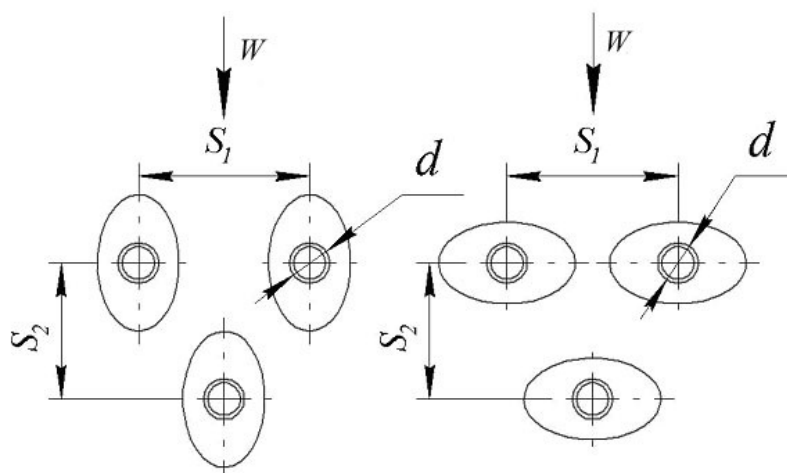


Рисунок 1.9 - Пучки круглих труб з овальними ребрами

Виконаний розрахунок металоємності порівнюваних пучків показав, що маса труб АПО з овального профілю в 1.58 рази більше маси труб АПО круглого профілю. При однаковій витраті потужності на прокачування теплоносія й однакових габаритах кожен кілограм металу пучка із круглоребристих труб відводить в 1.16-1.35 рази більше теплоти.

По першій частині розрахунково-аналітичного дослідження автори роблять наступний висновок. Профільовані ребристі труби недоцільно використовувати в нових АПО, що проектується для стаціонарних енергетичних установок. Застосування їх виправдано при модернізації АПО з метою збільшення теплової потужності в заданих габаритах й в АПО транспортних машин.

Для виявлення впливу форми ребра на теплоаеромасові характеристики АПО авторами [16] виконані порівняльні розрахунки для АПО з біметалевих круглоребристих труб (тип 1) і біметалевих круглих труб з еліптичними ребрами. Рух повітря для пучків з овальними ребрами здійснювався уздовж малої (тип 2) і великої (тип 3) вісі еліпса. Аналіз залежностей  $Q=f(N)$  при  $N = idem$  показав, що тепловий потік для пучка типу 3 є більшим на 4-6% у порівнянні з пучками із труб типу 1 і 2. Однак, отриманий приріст теплового потоку незначний, якщо врахувати те, що поверхня пучка типу 3 порівнювалась з поверхнею пучка типу 1 при 45% збільшенні

числа труб. Таким чином перехід до еліптичних ребер на круглій трубі не призводить до відчутної переваги. Відносна масова характеристика для АПО із труб 1 і 2 типу практично рівноцінні, а для труб типу 3 є гіршою на 30-35% у порівнянні з 1 і 2 типом труб.

По другій частині роботи [16] можна сказати наступне. Якщо буде потреба використання по тим або іншим причинам труби типів 2 і 3, варто розташовувати їх малою віссю еліпса уздовж потоку. При такому розташуванні тепловіддаюча поверхня ребра перебуває в найбільш сприятливому для теплообміну гідродинамічному режимі. Вона переміщена з рециркуляційної області сліду за кормою несучої труби в зону міделева перетину труб, де обтікається з високою швидкістю, що підтверджують дослідження, проведені авторами роботи [17].

У роботі [18], котра вийшла в 1999 році, розглянуті існуючі методи підвищення теплоаеродинамічної ефективності теплообмінних пристроїв, виконаних у вигляді пакетів поперечно-оребrenих труб, запропоновані нові методи й виконано їхнє фізичне обґрунтування.

Вивчення відомих робіт, присвячених цій проблемі в США, Великобританії, ФРН, Японії, країн СНД показало, що пошук шляхів підвищення теплоаеродинамічної ефективності поперечно-оребrenих поверхонь, в основному йде в двох напрямках. Перший напрямок пов'язаний з пошуком найбільш раціональних видів оребrenня. Другий – пов'язаний з пошуком нових видів розміщення ребристих труб у пакеті.

По першому напрямку велика кількість розробок інтенсифікованих поверхонь пов'язана зі створенням умов для руйнування на ребрах стовщених пограничних шарів й організацією по всій поверхні вихрової течії. Такі умови досягаються за рахунок гофрування ребер [19, 20, 21], їхнього перфорування [22, 12], розрізки на короткі ділянки [23, 24, 25-29], а також використання сегментного оребrenня [30], нанесення на крайки ребер турбулізуючих потік насічок [31, 32]. Однак, виробництво таких видів оребrenня вимагає додаткових технологічних операцій і виробничих площ, веде до ускладнення їхнього виробництва. Крім того, зростання



аеродинамічного опору в пакетах з таких труб випереджає зростання тепловіддачі, що в цілому знижує сумарний ефект інтенсифікації теплообміну.

Ідеї, що лежать в основі другого напрямку наступні:

- застосування перехресного або решітчастого розташування труб [33].
- використання проміжних між чисто коридорною й чисто шаховою компоновками, які можна одержати зміною кута між осями поздовжніх рядів труб пакетів звичайних коридорних компоновань і вектором швидкості потоку, що набігає, [34].
- використання зигзагоподібних компоновань, утворених поздовжнім зсувом труб, які чергуються у поперечних рядах шахових пакетів [33].
- застосування пакетів з неоднаковим числом труб у поперечних рядах [33,34].

Характеризуючи результати досліджень з цього напрямку поліпшення теплоаеродинамічних характеристик теплообмінних пристроїв з поперечно-оребрених труб, автор [18] робить висновок про недоцільність використання вищезгаданих компоновань із причин низької теплоаеродинамічної ефективності, складності конструкції пакетів, виникнення істотної нерівномірності розподілу витрат теплоносія в міжтрубних проміжках [33, 34].

На думку автора [16] певний резерв підвищення теплоаеродинамічної ефективності поперечно-оребраних поверхонь криється в переході до некруглої форми поперечного перерізу труби, що несе ребрення. За певних умов, зокрема, коли має місце жорстке обмеження з аеродинамічного опору теплообмінного пристрою, стає доцільним замість несучих труб круглого поперечного перерізу використовувати профільовані плоскоовальні або еліптичні труби, про переваги яких йшла мова вище.

Перспективним напрямом використання труб зручнообтікаємої форми в якості поверхні нагріву являється використання труб плоскоовального профілю з ребрами, винесеними на плоскі бокові поверхні несучої труби [35, 36]. У такому типі поверхні відсутня частина ребрення, яка відносно погано «працює» не тільки тому, що, як правило знаходиться в області аеродинамічної тіні, але і тому, що її коефіцієнт ефективності нижче, ніж у дільниць, ребер, розташованих на плоских бокових сторонах труби. Такий підхід дозволяє застосовувати при виробництві найбільш

прогресивні і дешеві технології (приварювання, накатку), які забезпечують практично ідеальний термічний контакт між ребром і трубою, в той час як не всі технології, що використовуються сьогодні, можуть це забезпечити. Для перевірки обґрунтованості методу вдосконалення профільованих поперечно-оребrenих поверхонь автором [37] виконані дослідження теплоаеродинамічних характеристик пучків із таких труб, виготовлених із литих сілумінових заготовок фрезуванням бокових ребер (рисунок 1.10).

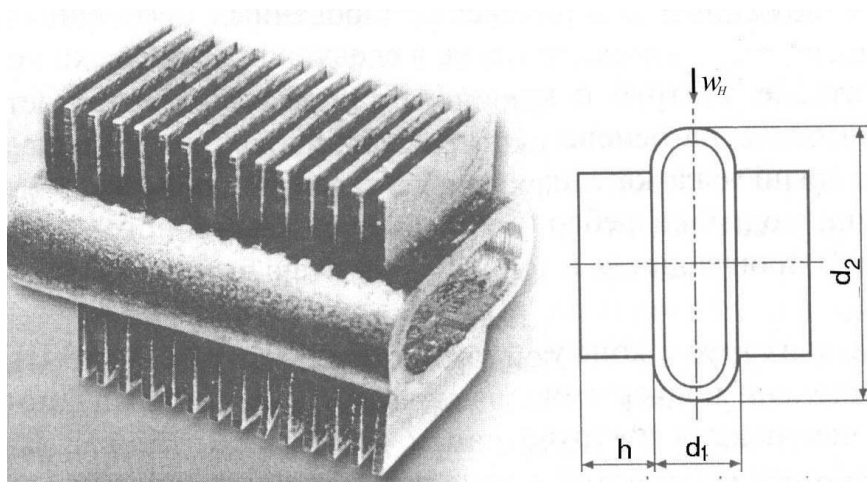


Рисунок 1.10 - Плоскоовальна труба з неповним ореbренннм [37]

Якщо виходити з умови хоча б рівності теплових потоків, що відводяться від двох пучків з однаковими параметрами розміщення повністю ( $\psi = 10.2$ ) [13] і частково ( $\psi = 5.2$ ) ореbrenих труб, які мають однакові висоти, кроки, товщини ребер, форму та розміри несучих циліндрів, то при рівності аеродинамічних опорів, як стверджується в [37], заміна одних труб іншими дозволить зекономити половину маси металу, який йде на виготовлення ребер повністю ореbrenих труб. Це складає приблизно 20-25% маси всієї поверхні теплообміну.

Конструкція плоскоовальних труб з неповним ореbренннм отримала свій розвиток в роботах [38, 39] де показана можливість досягнення для таких труб максимально можливого на сьогодні ступеня розвинення поверхні в поєднанні з високою технологічністю і низькою вартістю виробництва.

Подальшим розвитком профільованих труб [37] являється шлях використання контактного зварювання ребра до плоскоовальної труби. Такий тип зварювання не потребує великих витрат енергії для виготовлення труб з неповним обрешенням.

## 1.6 Висновки до розділу

Перехід промислових підприємств на нові чи реконструйовані робочі лінії вимагає можливості широкого діапазону регулювання робочої потужності від котельного обладнання, підвищення ефективності роботи, можливість швидко реагувати на зміни в процесі роботи технологічного обладнання.

На більшості підприємств чи комунальних котелень в Україні встановлення двобарабанні водотрубні парові котли паропродуктивністю від 1 т/год до 25 т/год, переважно вони вітчизняного чи радянського виробництва. Дане обладнання морально та технічно застаріле і потребує модернізації для ефективної роботи та для того щоб бути конкурентним на світовому ринку.

На основі виконаного аналітичного огляду сучасного стану використання котельного обладнання низького та середнього тиску пари та нових ефективних хвостових поверхонь нагріву, які замінять існуючі чавунні обрешені та сталеві гладкотрубні економайзери можна зробити наступні висновки.

Можливості збільшення теплоаеродинамічної ефективності рекуперативних теплообмінників на основі труб різного профілю далеко не вичерпані. Використання теплообмінних поверхонь з труб зручнообтічної форми (еліптичної, каплеподібної, плоскоовальної) дає можливість інтенсифікувати теплообмін за рахунок збільшення швидкості теплоносія за рахунок меншого аеродинамічного опору таких поверхонь в порівнянні з пучками обрешених труб круглого перетину.

На підставі вище сказаного, до задач даних досліджень слід віднести:

1. Використовуючі надійну, апробовану методику дослідження теплообміну, виконати експериментальні дослідження конвективного теплообміну шахових пучків

плоскоовальних труб з неповним оребрением в інтервалі змінення геометричних характеристик: коефіцієнт оребрения  $\psi = 15-22$ , поперечний крок труб  $S_1 = 65-135$  мм, поздовжній крок  $S_2 = 53-80$  мм при значеннях числа Рейнольдса  $Re_d = (3...20) \cdot 10^3$ .

2. У зазначених інтервалах геометричних та режимних параметрів провести дослідження аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребрением.

3. Отримати узагальнюючі залежності для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребрением.

4. Виконати теплові та аеродинамічні розрахунки водяного економайзера для парового котла ДКВр-6.5-13ГМ, який виготовлений з пучків оребrenих сталєних плоскоовальних труб та з оребrenих чавунних труб.

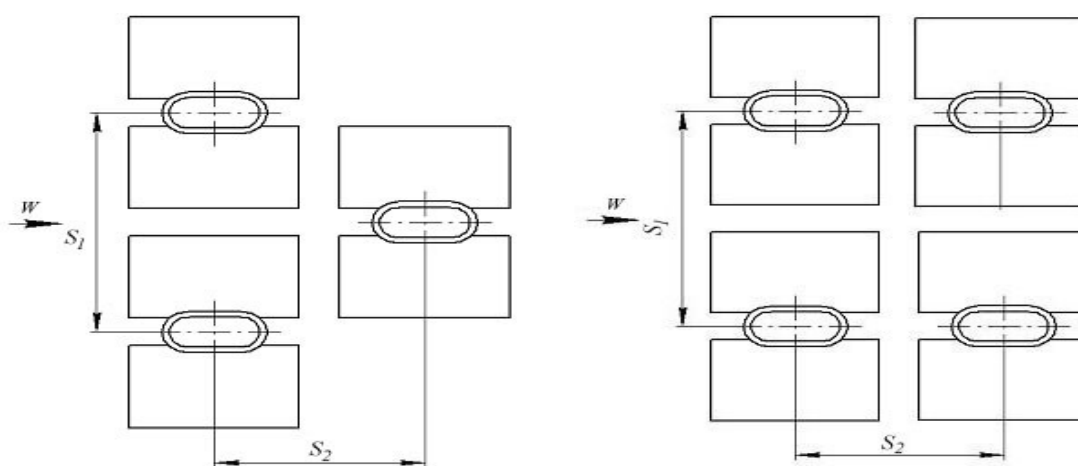
5. Провести порівняльний аналіз ефективності примінення хвостових поверхонь нагріву з плоскоовальних оребrenих сталєних труб для котлів малого та середнього тиску.

## 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛООБМІНУ ТА АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ В ПУЧКАХ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ

### 2.1. Експериментальна установка

#### 2.1.1. Аеродинамічна труба

Дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору в шахових та коридорних пучках із плоскоовальних труб з неповним оребрнням при поперечному їх обтіканні повітряним потоком (рисунок 2.1) здійснювалися на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу прямокутного перетину (рисунок 2.2), розміри якої склали  $A \times B = 71 \times 414$  мм<sup>2</sup>, довжина прямого каналу – 5000 мм.

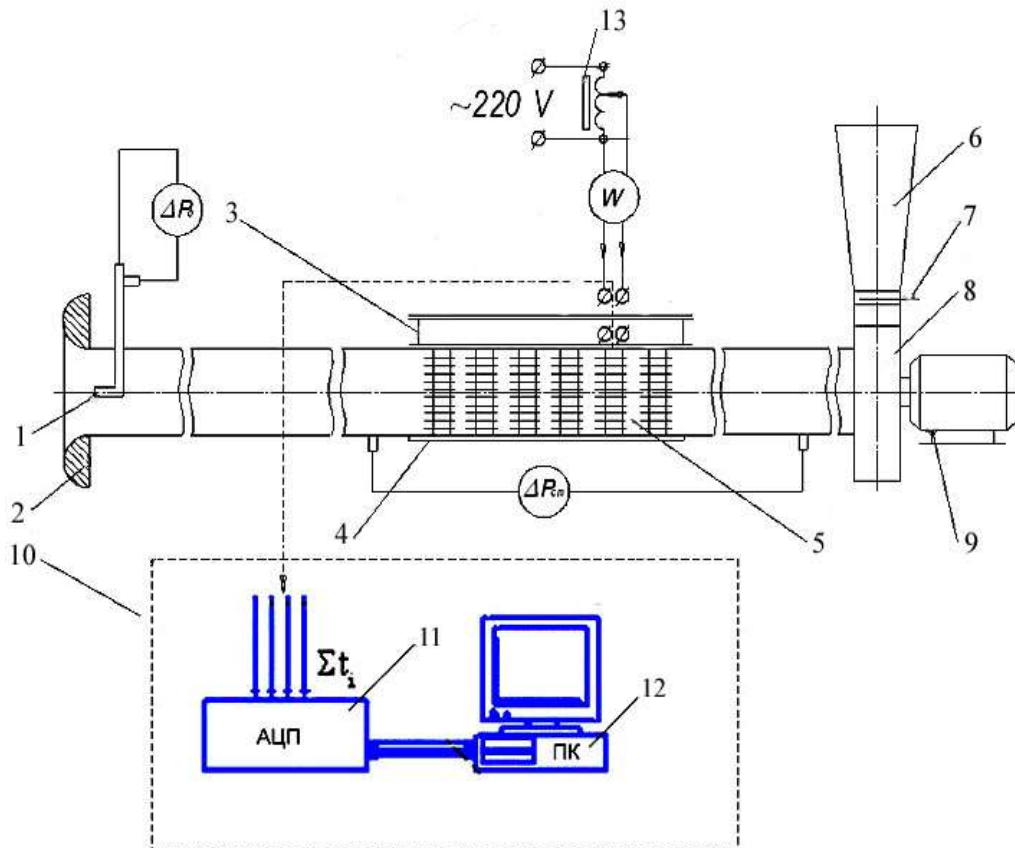


а- шахова компоновка

б – коридорна компоновка

Рис. 2.1 - Пучки із плоскоовальних труб з неповним оребрнням:

Проточна частина (прямий канал), яка складалася з робочої ділянки і двох ділянок, призначених для вирівнювання полей швидкості і статичного тиску, з'єднувалася з вхідним всмоктувальним соплом через перехідний дифузор.



1 – трубка Піто-Прандтля; 2 – вхідне сопло; 3 – притискуюча рама; 4 – оребрена труба; 5 – робоча ділянка; 6 – дифузор; 7 – шибер; 8 – вентилятор; 9 – асинхронний електродвигун; 10 – інформаційно-вимірювальна система; 11 – аналого-цифровий перетворювач; 12 – переносний комп'ютер; 13 – автотрансформатори.  $W_k$  – ватметр;  $\Delta P_d$  – мікроманометр для виміру динамічного напору у вхідному соплі;  $\Delta P_{ст}$  – мікроманометр для виміру перепаду статичних тисків до і після ділянки.

Рисунок 2.2 - Схема експериментальної установки

Іншим кінцем проточна частина через перехідний конфузор приєднувалась до всмоктувача вентилятора 19ЦС-48 продуктивністю  $0.53 \text{ м}^3/\text{с}$  і напором до 4.7 кПа. Відцентровий вентилятор приводився в обертання асинхронним електродвигуном АОМ42-2 потужністю 4.5 кВт. Витрати повітря регулювалися шибером із гвинтовим приводом.

Робоча ділянка мала довжину 950 мм. На установці досліджувалися пучки, що мали 6-7 труб уздовж потоку і 3-4 поперек потоку. Трубні дошки виготовлялися з дерев'яно-волокнистої плити товщиною 3 мм. Фіксація трубних дошок здійснювалася притискуючою рамою, закритою поверх кришкою з органічного скла.

У стінки прямого каналу на відстані 1.0 м від заднього фланця, а перед пучком на відстані 0.1 м від переднього фланця робочої ділянки впаяні штуцера для відбору статичного тиску діаметром 1.5 мм. У кожному перетині відбору по ширині каналу було по три штуцера, до яких через трійник під'єднувався мікроманометр.

### 2.1.2. Вимірювальні прилади та система електроживлення

До складу експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- трубка Піто-Прандтля разом із мікроманометром ММН-240(5)11 класом точності 1.0, використовувалася для визначення швидкісного напору (мікроманометром цього типу визначався перепад статичного тиску пучка при дослідженні аеродинамічного опору);

- для визначення тиску навколишнього середовища застосовувався барометр-анероїд типу БАММ класом точності 1.0;

- для виміру потужності, що розсіювалося нагрівачем труби-калориметра застосовувався ватметр Д522 класом точності 1,0;

- температура повітря на вході в аеродинамічну трубу вимірювалася ртутним термометром із ціною ділення 0.1 °С;

- температурне поле ребра труби визначалось за допомогою мідь-константанових термопар (діаметр дроту 0.1 мм). Сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І70-18, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались (рисунок 2.2).

Джерелом струму нагрівача труби-калориметра служив автотрансформатор типу РНШ, під'єднаний до електричної мережі через стабілізатор С-0.9. Нагрівач

виготовлявся із ніхромового дроту, навитого на азбоцементний плоскоовальний стержень. У зазор між стінкою труби і нагрівачем засипався порошок корунду. Кінцеві дроти нагрівача виводилися через внутрішній отвір стержня і зовнішній бічний канал. Нагрівач труби калориметра виготовлявся з дроту діаметром 0.35 мм, опором 47 Ом. Потужність, що розсіюється досягала 220 Вт.

Верхня частина зрізу нагрівача теплоізолювалася мінеральною ватою для зниження втрат теплоти. Згідно проведеної оцінки ці втрати не перевищували 0.5–1.0% від загальної підведеної потужності.

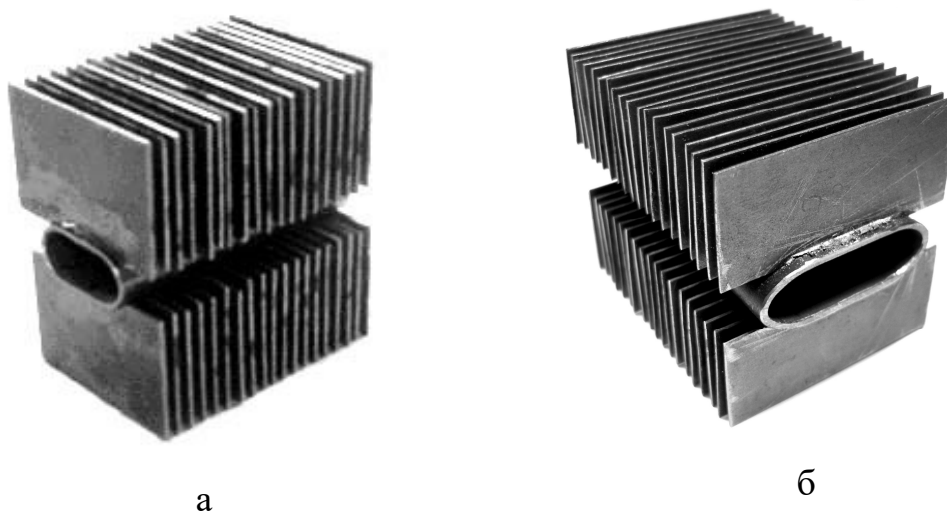
### 2.1.3. Конструкція і характеристики плоскоовальних оребрених труб і трубних пучків

Плоскоовальні сталеві труби з оребренням на бічних плоских поверхнях (рисунок 2.3) виготовлялися контактним приварюванням плоских сталевих ребер до плоскоовальних гладких труб. Такий спосіб виготовлення забезпечив надійний термічний контакт між ребрами й несучою трубою. Основні геометричні характеристики труб плоскоовального профілю типу 1-4 наведені у таблиці 2.1 і рисунку 2.4.

Труба-калориметр (рисунок 2.5) складалася з двох частин, які щільно з'єднувалися між собою за допомогою спеціального клею. Калориметр пучка призначався для виміру температурного поля ребра і стінки несучої труби. Для цього у стінку несучої труби і в канали на ребрі верхньої половини труби-калориметра зачеканювалися свинцем сімнадцять мідь-константанових термопар. Дроти термопар виводилися до торця несучої труби і під'єднувалися до штекерного роз'єму. Схема розташування термопар на ребрі і у кореня несучої труби показана на рисунку 2.6.

Геометричні характеристики досліджених пучків із плоскоовальних оребрених труб подані в таблиці 2.2 для шахових, та в таблиці 2.3 для коридорних компоновок.





а – тип 1; б – тип 4.

Рисунок 2.3 - Плоскоовальна труба з неповним оребренням

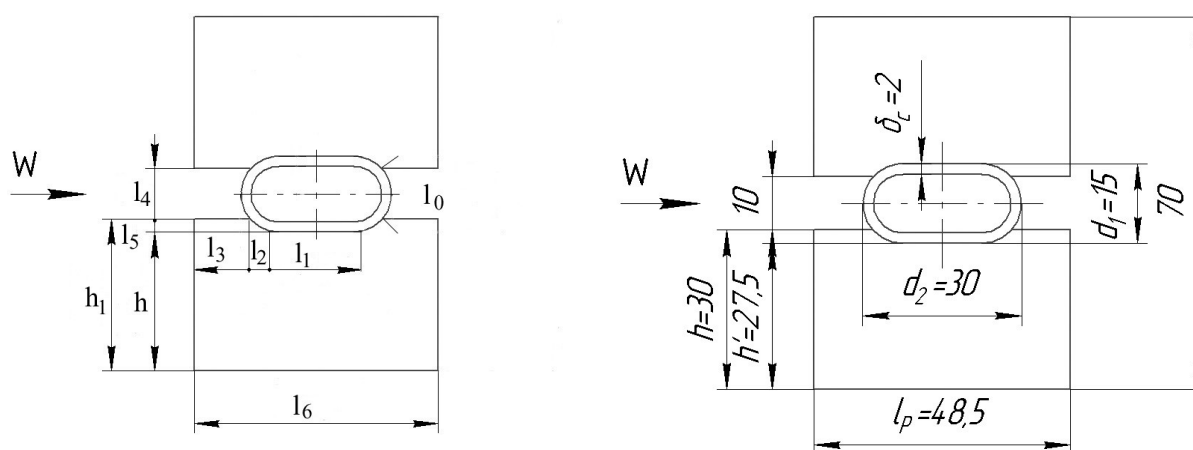


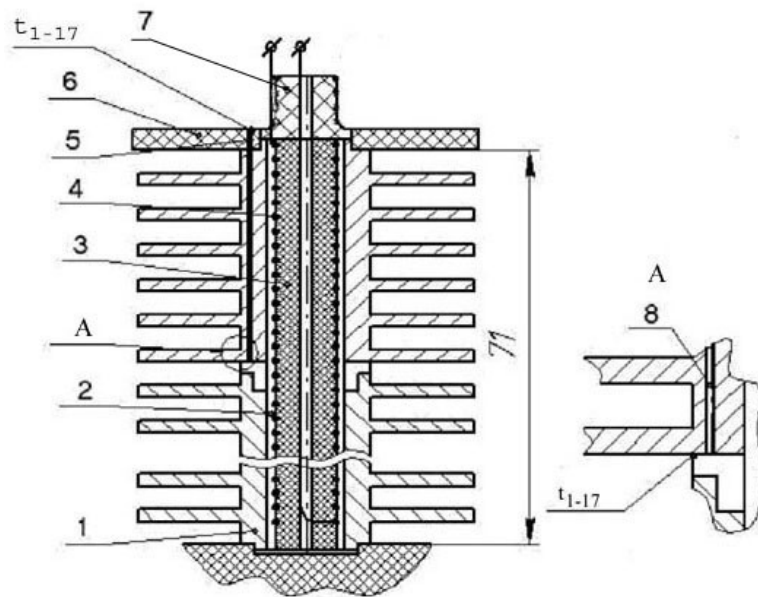
Рисунок 2.4 - Геометричні характеристики плоскоовальної труби типу 1

Таблиця 2.1 - Геометричні характеристики оребрених труб

Найменування величини	Позначення	Труба тип 1	Труба тип 2	Труба тип 3	Труба тип 4
1	2	3	4	5	6
Поперечний розмір несучої труби	$d_1$ , мм	15.0	16.0	15.0	15.0
Подовжній розмір несучої труби	$d_2$ , мм	30.0	40.0	30.0	42.0
Висота ребер	$h$ , мм	27.5	28.5	22.0	23.0
Крок ребер	$t$ , мм	3.65	3.40	3.65	3.75
Товщина ребер	$\delta$ , мм	1.0	1,0	1,0	0.8

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6
Довжина ребра	$l$ , мм	48.5	48.5	48.5	55.5
Відносне видовження профіля	$d_2/d_1$	2.0	2.5	2.0	2.87
Коефіцієнт оребрення	$\Psi$	21.50	18.47	17.68	15.16
Поверхня одного погонного метра труби	$H_{1лм}$ , м <sup>2</sup>	1.661	1.815	1.363	1.533
Маса одного метру труби	$G_{1лм}$ , кг	7.0	7.5	6.0	5.8



1 - ребриста труба; 2- корундова засипка; 3 - сердечник нагрівача; 4 - нагрівач; 5 - термопарі; 6 - трубна дошка; 7 – мінеральна вата; 8 - фторопластова трубка

Рисунок 2.5 - Труба-калориметр

Таблиця 2.2 - Геометричні характеристики шахових пучків оребрених труб

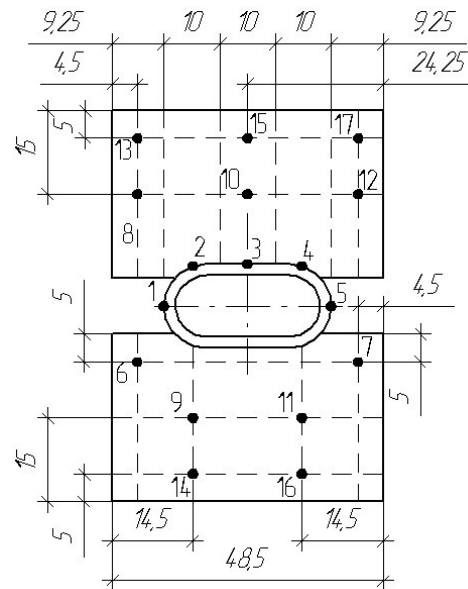
Номер розміщення	$S_1$ , мм	$S_2$ , мм	$S_1/d_1$	$S_2/d_1$	$S_1/S_2$	$\Psi$
1	2	3	4	5	6	7
Плоскоовальна труба з неповним оребренням тип 1						
1	79	53	5.267	3.530	1.490	21.5
2	79	80	5.267	5.330	0.9875	21.5
3	101	53	6.750	3.530	1.910	21.5
4	135	53	9.900	3.530	2.547	21.5
Плоскоовальна труба з неповним оребренням тип 2						
5	79	53	4.937	3.312	1.490	18.47
6	79	80	4.937	5.000	0.9875	18.47
7	101	53	6.331	3.312	1.910	18.47

## Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7
8	135	53	8.437	3.312	2.547	18.47
Плоскоовальна труба з неповним оребренням тип 3						
9	79	53	5.267	3.530	1.490	17.68
10	79	80	5.267	5.333	0.9875	17.68
11	101	53	6.750	3.530	1.910	17.68
12	135	53	9.000	3.530	1.547	17.68
13	64.5	53	4.300	3.530	1.217	17.68
Плоскоовальна труба з неповним оребренням тип 4						
14	79	60	5.267	4.000	1.317	15.16
15	79	80	5.267	5.333	0.988	15.16
16	101	60	6.750	4.000	1.688	15.16
17	135	53	9.000	3.312	2.547	15.16
18	135	65	9.000	4.333	2.077	15.16
19	86	60	5.733	4.000	1.433	15.16
20	64.5	60	4.300	4.000	1.075	15.16

Таблиця 2.3 - Геометричні характеристики коридорних пучків оребрених труб

Номер розміщення	$S_1$ , мм	$S_2$ , мм	$S_1/d_1$	$S_2/d_1$	$S_1/S_2$	$\Psi$
Плоскоовальна труба з неповним оребренням тип 3						
1	66	60	4.40	4.0	1.100	17.68
2	66	75	4.400	5.0	0.88	17.68
3	66	90	4.400	6.0	0.733	17.68
4	66	120	4.400	8.0	0.550	17.68
5	86	60	5.733	4.0	1.433	17.68
6	105.6	60	7.040	4.0	1.760	17.68
Плоскоовальна труба з неповним оребренням тип 4						
7	66	60	4.40	4.0	1.100	15.16
8	66	75	4.400	5.0	0.88	15.16
9	66	90	4.400	6.0	0.733	15.16
10	66	120	4.400	8.0	0.550	15.16
11	86	60	5.733	4.0	1.433	15.16
12	105.6	60	7.040	4.0	1.760	15.16



1–17 – номери термопар

Рисунок 2.6 - Розташування термопар на ребрі плоскоовальної труби

## 2.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних

### 2.2.1 Конвективний теплообмін

Дослідження теплообміну проводились методом локального теплового моделювання (обігрівалася тільки труба калориметр) при стаціонарних режимах. Такий метод використовувався багатьма дослідниками [13, 42, 33, 40, 41]. При локальному моделюванні пучків експериментальна установка значно спрощується, підвищується точність температурних вимірювань і визначення коефіцієнтів тепловіддачі, що важливо при відробітку оптимальних геометричних параметрів поверхні нагрівання або порівняння різних способів інтенсифікації тепловіддачі [33]. Порівняння результатів досліджень теплообміну оребрених пучків, проведених авторами [13, 42, 33, 40, 41] показало, що при  $S_1/d \geq 2$  відмінність між методом повного і локального моделювання практично нівелюється.

Досліди виконувалися тільки при нагріванні потоку. В реалізованих режимних умовах величина коефіцієнту тепловіддачі практично не залежить від напрямку теплового потоку [42, 40]. У процесі проведення експериментів визначалися конвективні  $\alpha_k$  і приведені  $\alpha_{np}$  коефіцієнти тепловіддачі безпосередньо за результатами виміру температурного поля ребра і стінки труби біля кореня ребра (рисунок 2.5) у відповідності з формулами:

$$\alpha_k = \frac{Q}{H_k (\bar{T}_{cp} - \bar{T}_n)}, \quad (2.1)$$

$$\alpha_{np} = \frac{Q}{H_k (\bar{T}_{cm} - \bar{T}_n)}, \quad (2.2)$$

де  $H_k$  - зовнішня поверхня калориметра.

$$H_k = H_p + H'_{zl} \quad (2.3)$$

Коефіцієнт дійсної ефективності ребра  $E_\delta$  розраховувався по відомій формулі (2.4) [43].

$$\alpha_{np} = \alpha_k \cdot \left( \frac{H_p}{H_k} \cdot E \cdot \psi_E + \frac{H'_{zl}}{H_k} \right) \quad (2.4)$$

$$E_\delta = E \cdot \psi_E, \quad (\psi_E = 1) \quad (2.5)$$

Повна поверхня плоскоовальної труби з неповним оребрнням на довжині 1 м розраховується за наведеними у таблиці 2.1 і рисунку 2.4 розмірами на прикладі труби типу 1 наступним чином:

- повна поверхня ребер:

$$H_p = \frac{1000 \cdot 2}{t} \cdot \left( l_3 \cdot l_5 \cdot 4 + \frac{1}{3} l_2 \cdot l_5 \cdot 4 + h \cdot l_6 \cdot 2 + h_1 \cdot \delta \cdot 2 + l_6 \cdot \delta + l_3 \cdot \delta \cdot 2 \right) \quad (2.6)$$

$$H_p = 1599338 \text{ мм}^2/\text{м}$$

- поверхня гладкої труби не зайнята ребрами:

$$H'_{zl} = \pi \cdot d_1 \cdot (t - \delta) \cdot \left( \frac{1000}{t} - 1 \right) + 2 \cdot l_1 \cdot 1000 \cdot \left( 1 - \frac{1}{t} \right) + l_0 \cdot \delta \cdot \frac{1000}{t} \cdot 2 \quad (2.7)$$

$$H'_{zl} = 61829 \text{ мм}^2/\text{м}$$

- поверхня труби без ребер:

$$H_{zl} = \pi \cdot d_1 \cdot 1000 + 2 \cdot l_1 \cdot 1000 = 77100 \text{ мм}^2/\text{м} \quad (2.8)$$

- значення величин які входять у співвідношення (2.6-2.8) дорівнюють:

$$l_0 = 10.9, l_1 = 15, l_2 = 6.75, l_3 = 10, l_4 = 10, l_5 = 2.5, l_6 = 48.5 \text{ (мм)}$$

- повна поверхня одного погонного метра оребреної плоско-овальної труби типу 1 складає:

$$H_{нов} = H_p + H'_{zl} = 1661167 \text{ мм}^2/\text{м} \approx 1.66 \text{ м}^2/\text{м}$$

де  $H_{zl}$  - площа поверхні плоско-овальної труби без ребер використовується для визначення коефіцієнту оребрення  $\psi$ , який представляє собою відношення площі повної оребреної поверхні до площі поверхні гладкої овальної труби без ребер.

$$\psi = \frac{H_{нов}}{H_{zl}} \quad (2.9)$$

$\bar{T}_{cm}$  - середня температура плоскоовальної труби у кореня ребра труби-

калориметра, визначалася за формулою:

$$\bar{T}_{cm} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5}{5} \quad (2.10)$$

де  $\bar{T}_{cp}$  - середньоповерхнева температура труби-калориметра визначається за допомогою співвідношення:

$$\bar{T}_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i H_i}{H_i} \quad (2.11)$$

де  $T_i$  – температура поверхні на ділянці встановлення  $i$ -ої термопари,

$H_i$ - площа ділянки поверхні, яка прилягає до  $i$ -ої термопари (величини  $H_i$  визначалися відповідно до рисунку 2.5 з урахуванням площин які прилягають до торців ребер та міжреберних ділянок несучої труби;

$\bar{T}_n$  - середня температура потоку повітря в досліджуваному ряді, яка визначалася балансовим методом із виразу:

$$\bar{T}_n = T_{ex} + \frac{Q}{2G \cdot c_p} \quad (2.12)$$

де  $T_{ex}$  - температура повітря на вході в аеродинамічну трубу;

$Q$  - тепловиділення калориметра;

$G$  - витрата повітря;

$c_p$  - питома теплоємність повітря.

Швидкість повітря в перетині вхідного сопла, де розташовувалася пневмометрична трубка, визначалася за формулою:

$$W_c = \zeta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_d}{\rho}} \quad (2.13)$$

де  $\Delta P_0$  - вимірюваний мікроманометром динамічний напір;

$\rho$  - густина повітря при температурі на вході в аеродинамічну трубу;

$\zeta$  - коректуючий коефіцієнт пневмометричної трубки.

Після тарирування трубки Піто-Прандтля коефіцієнт  $\zeta$  набув значення  $\zeta=0.99$ .

По вхідних параметрах  $\rho$ ,  $W$  і площі поперечного перетину сопла  $F_c$  визначалася витрата повітря через трубу:

$$G = \rho \cdot W_c \cdot F_c \quad (2.14)$$

За характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перетині пучка:

$$W = W_c \cdot k_u \cdot \bar{T}_n / T_{ex} \quad (2.15)$$

де  $k_u$  - коефіцієнт, що представляє собою відношення площі поперечного перетину вхідного сопла до площі поперечного живого перетину пучка:

$$k_u = \frac{F_c}{F}, \quad (2.16)$$

$F$  - площа поперечного живого перетину пучка:

$$F = AB_p - z_1 F_{mid} \quad (2.17)$$

де  $A$  - висота поперечного перетину каналу;

$B_p$  - ширина поперечного перетину робочої ділянки;

$z_1$  - кількість труб у поперечному ряді;

$F_{mid}$  - площа поперечного перетину однієї оребреної труби:



$$F_{mid} = d \cdot A + 2 \cdot z_p \cdot \delta \cdot h. \quad (2.18)$$

За визначальний розмір у числах Нуссельта і Рейнольдса приймався діаметр несучої труби  $d_1$ . Фізичні константи повітря  $\lambda$ ,  $\nu$ , що входять у вирази для чисел  $Nu$  і  $Re$ , відносилися до середньобалансової температури повітря  $T_n$  у ряду, де розміщався калориметр.

### 2.2.2 Аеродинамічний опір

Аеродинамічний опір досліджених пучків оребрених труб вивчався в умовах ізотермічної течії при температурі повітря  $T_{ex} = 290 \dots 300$  К. Втрати тиску визначалися по різниці статичних тисків до і після пучка з урахуванням втрат на тертя та місцевих опорах у проточній частині стенда:

$$\Delta P = \Delta P_{cm} - \left( \frac{\lambda_{mp} \cdot L_p}{d_e} \right) \cdot \frac{\rho \cdot W_T^2}{2} - \zeta_M \cdot \frac{\rho \cdot W_T^2}{2} \quad (2.19)$$

де  $\Delta P_{cm}$  - вимірюваний за допомогою мікроманометра перепад тисків;

$L_p$  - довжина ділянки між точками виміру тиску без врахування довжини пучка;

$d_e$  - еквівалентний гідравлічний діаметр прямого каналу проточної частини труби;

$W_T$  - швидкість повітря в не зайнятому трубами каналі;

$\lambda_{mp}$  - коефіцієнт опору тертя:

$$\text{при } \operatorname{Re}_e = \frac{W_T \cdot d_e}{\nu} < 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{64}{\operatorname{Re}_e} \quad (2.20)$$

$$\text{при } \operatorname{Re}_e \geq 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{0,316}{\operatorname{Re}_e^{0,25}} \quad (2.21)$$

За значенням  $\Delta P$  визначалися числа Ейлера для всього пучка в цілому:

$$\operatorname{Eu} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2} \quad (2.22)$$

і числа Ейлера, віднесені до одного поперечного ряду:

$$\operatorname{Eu}_0 = \frac{\operatorname{Eu}}{z_2} \quad (2.23)$$

Результати експериментів описувалися залежностями вигляду  $\lg(\operatorname{Eu}_0) = f(\lg(\operatorname{Re}_e))$ , де числа Рейнольдса розраховувалися за діаметром  $d_1$ . Значення розрахункової швидкості потоку, що входять до виразів  $\operatorname{Eu}$  і  $\operatorname{Re}$  визначалися в поперечному прохідному перетині пучка.

### 2.3 Оцінка похибки вимірювань

У роботі виконано оцінку похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні середньповерхневого теплообміну і аеродинамічного опору пучків оребрених труб. Ця оцінка здійснювалася відповідно до основних положень і рекомендацій [44-48].

До прямих вимірів у даному дослідженні варто віднести виміри геометричних параметрів робочих ділянок, оребрених труб, статичних тисків і

динамічних напорів, термо-е.р.с, що розвивається термопарами, потужність електричного струму, що подавався на нагрівачі.

Загальна похибка прямого виміру складається із систематичної і випадкової. Первинний аналіз отриманих експериментальних даних показав, що при використанні необхідних вимірювальних приладів і методики проведення експериментів порядок систематичної і випадкової помилки той самий, що і при вимірі температури поверхні труби. Тому результати цих вимірів дублювалися. Похибка інших вимірів визначалася головним чином систематичними помилками, обумовленими похибкою приладу і недосконалістю методу виміру. Виміри геометричних характеристик ребристих труб  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $\delta$ ,  $t$ ,  $h$ , а також вхідного сопла  $D_c$ , здійснювалися з похибкою  $\pm 0,05$  мм. Похибки прямих вимірів режимних параметрів визначалася в залежності від класу точності вимірювальних приладів і обраних меж вимірів.

Для розрахунку похибок визначення приведенного коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_{np}$  і відповідного значення числа Нуссельта використовувалися дані експериментів з досліджень теплообміну для шахового пучка №1 (труба типу 1) (таблиці 2.1 - 2.2), які наведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 - Експериментальні дані з теплообміну пучка №1

№ дос.	$T_e$ , °C	$Q$ , Вт	$T_c$ , °C	$T_n$ , °C	$W$ , м/с	$\alpha_{np}$ , Вт/м <sup>2</sup> К	$Nu_{np}$	Re
1	21.8	218	54.0	22.1	18.9	62.2	36.0	18410
2	21.8	216	58.7	22.4	11.4	54.1	31.3	11090
3	21.9	202	63.0	22.7	7.2	46.7	26.4	6969
4	22.0	200	69.7	23.3	4.7	39.3	22.6	4502
5	21.8	192	74.5	23.7	3.0	34.4	19.8	2907

Розрахунок виконувався для двох режимів: із мінімальною (режим 1) і максимальною (режим 2) швидкістю потоку. Похибка вимірів е.р.с. з урахуванням похибки вольтметра  $\delta_v$  визначалася за допомогою виразу [44]:

$$\Delta e = \sqrt{t_p^2(j) \cdot \Delta S_e^2 + \left(\frac{k_p}{3}\right)^2 \cdot \delta_v^2} \quad (2.24)$$

де  $t_p(j)$  — коефіцієнт Стюдента, що для надійності  $p$ , прийнятої рівною 0,95 і числа наведених вимірів  $j = 2$  складає  $t_{0,95}(2) = 12,7$ ;

коефіцієнт  $k_p = t_p(\infty) = t_{0,95}(\infty) = 1,96$ ;

$\Delta S_e$  - середньо квадратична похибка вимірів, визначена за формулою:

$$\Delta S_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^j (\Delta e_i)^2}{(j-1) \cdot j}} \quad (2.25)$$

де  $\Delta e_i$  - абсолютна похибка  $i$ -го виміру;

$\delta_v$  - припустима основна похибка використаного для реєстрації е.р.с. термопар цифрового вольтметра Щ68000, що обчислюється за паспортною формулою:

$$\delta_v = \pm \left[ 0,1 + 0,02 \cdot \left( \frac{u_k}{u_n} - 1 \right) \right] \cdot \% \quad (2.26)$$

де  $u_k$  - значення обраного піддіапазону виміру;

$u_n$  - поточне значення вимірюваної величини.

Для пучків труб типу 1-3 вимірювання е.р.с. термопар здійснювалося за допомогою цифрового вольтметра Щ68000.

Абсолютна похибка виміру е.р.с. термопар, що обчислювалась з використанням виразів (2.24 - 2.26), склала в режимі 1 –  $\Delta e_1 \approx 0,065$  мВ, у режимі 2 –  $\Delta e_2 \approx 0,015$  мВ, що відповідає  $\Delta T_{c1} = 1,6$  К;  $\Delta T_{c2} = 0,3$  К відповідно.

Похибка визначення температури поверхні складалася з похибки виміру

е.р.с. і похибки градування термопар, яка при використанні в градуванні зразкової платино-родієвої термопари не перевищує 0,2 К. Тоді з врахуванням похибки градування термопар абсолютна похибка виміру температур поверхні складала:

$$\Delta T_{c1} = \left[ (1.6)^2 + (0.2)^2 \right]^{0.5} = 1.61 \text{ К}$$

$$\Delta T_{c2} = \left[ (0.3)^2 + (0.2)^2 \right]^{0.5} = 0.36 \text{ К}$$

Похибка виміру динамічного напору крім похибки мікроманометра містить у собі ще і похибку від використання трубки Піто-Прандтля, що при швидкостях до 70 м/с не перевищує 1%.

Похибка визначення кількості теплоти, сприйнятої повітрям при проходженні його через калориметр, розраховувалась з урахуванням нев'язки балансу тепла по пучку і складала  $\pm 3\%$ . Результати розрахунків похибок прямих вимірів подані в таблиці 2.5.

Величини, що вимірюються непрямо, визначаються обчисленнями за результатами прямих вимірів. До них належать: коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ , швидкість потоку  $U$ , числа  $Eu$ ,  $Re$ ,  $Nu$ .

Систематична похибка непрямого виміру з урахуванням довірчої ймовірності обчислюється за формулою:

$$\delta Y_{сист} = k \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[ \frac{(\partial Y / \partial X_i) \cdot \Delta X_{сист}}{Y} \right]^2} \quad (2.27)$$

де  $X_i$  - результати прямих вимірів;

$\Delta X_{i,сист}$  - систематична похибка.

При ймовірності  $p = 0,95$  коефіцієнт  $k = 1,1$ , випадкова похибка побічно вимірюваної величини  $Y = f(x, y, z)$  визначається за формулою:

$$\delta Y_{\text{випад}} = k \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[ \frac{(\partial Y / \partial X_i) \cdot \Delta X_{i,\text{випад}}}{Y} \right]^2} \quad (2.28)$$

Таблиця 2.5 - Результати розрахунку похибок прямих вимірів пучка №1

Вимірювана величина	Клас точності приладу	Межа вимірювання	Середнє значення вимірюваної величини	Абсолютна похибка	Відносна Похибка
Температура пов. на вході, $T_e$					
режим 1 min	---	---	21.8 + 273K	$\pm 0.05K$	$\pm 0.22\%$
режим 2 max	---	---	21.8 + 273K	$\pm 0.05K$	$\pm 0.23\%$
Е.р.с термопар, $e$					
режим 1	---	10 мВ	3.3 мВ	$\pm 7.18 \cdot 10^{-3} мВ$	$\pm 0.22\%$
режим 2	---	10 мВ	1.698 мВ	$\pm 4.38 \cdot 10^{-3} мВ$	$\pm 0.26\%$
Потужність калориметра, $Q$					
режим 1	1,0	300 Вт	192 Вт	$\pm 2.0 Вт$	$\pm 1.0\%$
режим 2	1,0	300 Вт	218 Вт	$\pm 2.0 Вт$	$\pm 0.9\%$
Температура поверхні калориметра, $T_k$					
режим 1	---	---	74.6 + 273K	$\pm 1.61 K$	$\pm 1.99\%$
режим 2	---	---	54.1 + 273K	$\pm 0.36 K$	$\pm 0.79\%$
Динамічний напір $\Delta P_D$ при визначенні чисел Nu і Re					
режим 1	1.0	500 Па	56 Па	$\pm 5.0 Па$	$\pm 8.9\%$
режим 2	1.0	2000 Па	2224 Па	$\pm 20.0 Па$	$\pm 1.0\%$
Динамічний напір $\Delta P_D$ при визн. Числа Eu					
режим 1	1,0	500 Па	60 Па	$\pm 5,0 Па$	$\pm 8,3\%$
режим 2	1,0	3000 Па	2280 Па	$\pm 30,0 Па$	$\pm 1,3\%$
Перепад статичних тисків, $\Delta P_{ст}$					
режим 1	1,0	500 Па	54 Па	$\pm 5,0 Па$	$\pm 9,3\%$
режим 2	1,0	2000 Па	1260 Па	$\pm 20,0 Па$	$\pm 1,6\%$

Сумарна ймовірнірна оцінка непрямой похибки величини визначається за формулою:

$$\delta Y = \sqrt{\delta Y_{\text{випад}}^2 + \delta Y_{\text{сист}}^2} \quad (2.29)$$

де  $\delta Y_{\text{випад}}$  - випадкова похибка посередньо вимірюваної величини;

$\delta Y_{\text{сист}}$  - систематична похибка посередньо вимірюваної величини.

І та інші похибки визначалися для довірчого інтервалу  $p = 0,95$ .

Розрахунки, виконані з врахуванням вищесказаного, показали, що відносна похибка непрямого визначення коефіцієнта тепловіддачі і відповідного числа  $Nu$  складає в режимі 1 -  $\pm 7,8\%$ , у режимі 2 -  $\pm 6,3\%$ . Похибка визначення числа  $Re$  не перевищує  $\pm 5,4\%$ .

Похибка визначення числа Ейлера в основному пов'язана з помилкою виміру перепаду статичних тисків  $\Delta P_{\text{ст}}$  до і після досліджуваного пучка.

Розрахунок похибки визначення числа  $Eu$ , результати якого наведені в таблиці 2.7, виконаний для двох крайніх режимів пучка №1. Дані досліджень аеродинамічного опору дані наведені в таблиці 2.6. Розрахунок показав, що відносна похибка визначення числа  $Eu$  лежить у межах  $\pm(5-13)\%$ .

Таблиця 2.6 - Експериментальні дані аеродинамічного опору пучка

Дослід	$T_g, ^\circ C$	$W, \text{ м/с}$	$\Delta P_o, \text{ Па}$	$\Delta P_{\text{ст}}, \text{ Па}$	$Eu$	$Re$
1	23.0	3.1	60	54	0,750	3010
2	23.0	4.1	102	88	0,718	3920
3	23.0	5.4	182	138	0,629	5240
4	23.0	6.9	294	208	0,586	6660
5	23.0	8.5	450	296	0,543	8240
6	23.0	12.5	976	576	0,486	12100
7	23.0	15.1	1416	804	0,467	14600
8	22.6	19.2	2288	1260	0,452	18600

Таблиця 2.7 - Результати розрахунку похибок непрямих вимірів

Вимірювана величина	Розрахункова формула	Середнє значення вимірюваної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4	5
$W_B$	При визначенні чисел Nu і Re			
	режим 1	9.7 м/с	±0.5 м/с	±5.3 %
	режим 2	61.0 м/с	±0.7 м/с	±1.2 %
$W_B$	При визначенні числа Eu			
	режим 1	10.0 м/с	±0.5 м/с	±5.0 %
	режим 2	62.0 м/с	±0.7 м/с	±1.2 %
$G \cdot c_p$	$1005 \times \rho \times U_B \times F_B$			
	режим 1	52.0Вт/К	±1.1 Вт/К	±2.1 %
	режим 2	322 Вт/К	±5.6 Вт/К	±1.7 %
$\bar{T}_n$	$\bar{T}_n = T_g + \frac{Q}{2G \cdot c_p}$			
	режим 1	23.7+273К	±1.2 К	±5.0%
	режим 2	22.1+273К	±1.2К	±5.3%
$\Delta T_c$	$T_c - T_n$			
	режим 1	31.9К	±1.59К	±5.0%
	режим 2	50.8К	±0.27К	±0.5%
$\bar{\alpha}$	$\bar{\alpha} = \frac{Q}{H_k \cdot (\bar{T}_c - \bar{T}_n)}$			
	режим 1	34.5 Вт/(м²К)	±2.2Вт/(м²К)	±6.4%
	режим 2	62.3Вт/(м²К)	±3.5Вт/(м²К)	±5.6%
$W$	$W = W_g \cdot k_u \cdot \bar{T}_n / T_g$ При визначенні Re			
	режим 1	3.0 м/с	±0.11 м/с	±3.7%.
	режим 2	18.9 м/с	±0.36 м/с	±1.9%
	При визначенні Eu			
	режим 1	3.1 м/с	±0.09 м/с	±2.8%
	режим 2	19.2 м/с	±0.51 м/с	±2.7 %
Nu	$\frac{\alpha \cdot d}{\lambda_2}$			
	режим 1	19.8	±1.4	±7.1%
	режим 2	36.0	±2.3	±6.4%
Re	$\frac{U \cdot d}{\nu}$			
	режим 1	2907	±15.8	±5.4 %
	режим 2	18410	±461	±2.6 %
Eu	$\frac{\Delta P}{\rho \cdot U^2}$			
	режим 1	0.750	±0.083	±11.1%
	режим 2	0.452	±0.019	±4.2%



### 3. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ТЕПЛОВИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

#### 3.1 Результати дослідження теплообміну пакетів плоскоовальних труб

У даному розділі представлені результати дослідження теплообміну пакетів плоскоовальних труб типів 1, 2, 3, 4 шахових та коридорних компоновань. Дослідження виконані в області змін чисел Рейнольдса  $Re_{d_1} = 3 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3$ . Результати цих досліджень для деяких типорозмірів труб подані на рисунках 3.1, 3.2 і свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю виду

$$Nu_{d_1} = C_z C_q \cdot Re_{d_1}^m \quad (3.1)$$

Загалом експериментами охоплено 20 шахових та 12 коридорних пакетів труб. Відносні поперечні та повздовжні крокові характеристики пакетів  $S_1/d_1$ ,  $S_2/d_1$  змінювалися від 4.3 до 9.0 та від 3.3 до 8.0 відповідно. Значення коефіцієнтів оребрення труб змінювалися від 5.3 до 21.5.

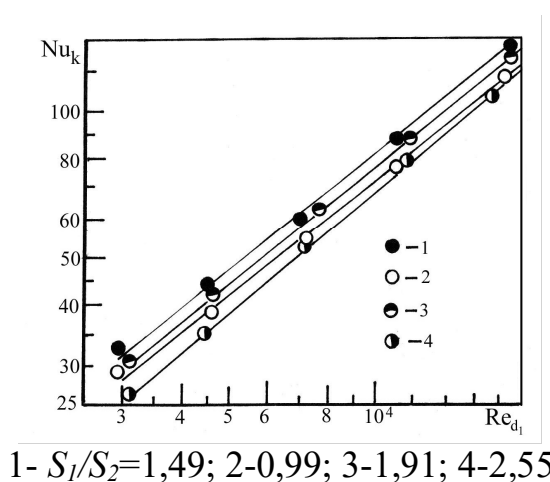
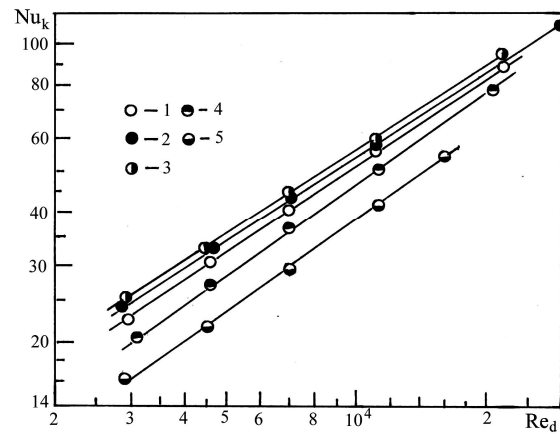


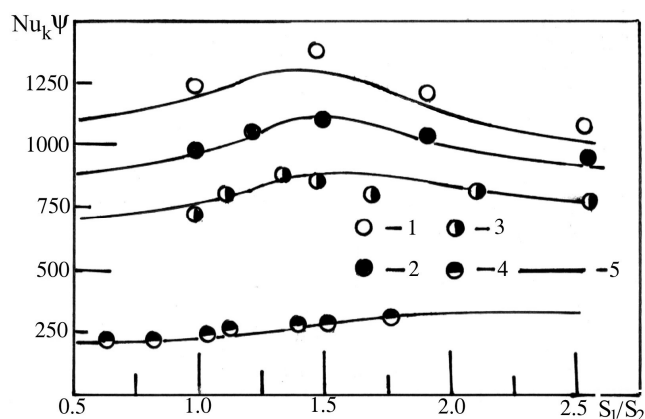
Рисунок 3.1 Результати дослідження тепловіддачі шахових пакетів труб типу 1



$$1-S_1/S_2=1,1; 2 - 0,73; 3 - 0,55; 4 - 1,43; 5 - 1,76$$

Рисунок 3.2 Результати дослідження тепловіддачі коридорних пакетів труб типу 3

Аналіз отриманих результатів показав, що коефіцієнт оребрення  $\psi$  найбільш повно враховує вплив геометрії ребристих плоскоовальних труб на теплообмін. Параметром, що враховує вплив розміщення ребристих труб у пакеті є відношення кроків труб  $S_1/S_2$ . На рис. 3.3 наведені значення конвективних чисел Нусельта для різних типів оребрених труб і крокових характеристик  $S_1/S_2$  при  $Re_{d_1} = 7000$ . Як видно, криві  $Nu_k \psi = f(S_1/S_2)$  розширюються за коефіцієнтом оребрення, тобто тепловіддача пакетів залежить, як від геометрії оребрених труб, так і від параметрів їх розміщення.



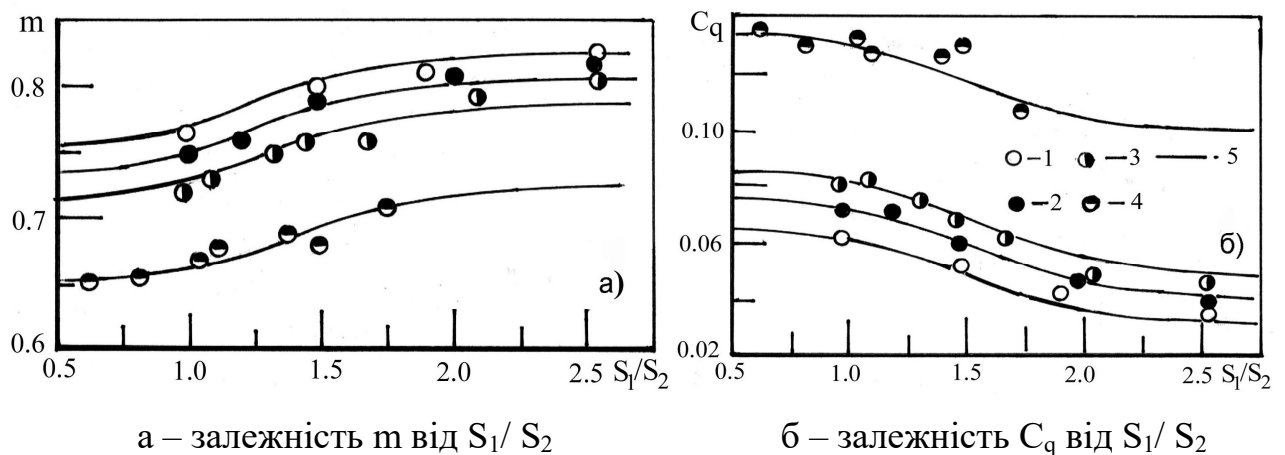
1 - труби типу 1,  $\psi=21.5$ ; 2 - труби типу 3,  $\psi=17.68$ ; 3 - труби типу 4,  $\psi=15.16$ ;

4 – труби з  $\psi=5.3$ ; 5 - розрахункова крива

Рисунок 3.3 Залежність  $Nu_k = f(S_1/S_2)$  при  $Re_{d_1} = 7000$  (шахові пакети)

Аналіз даних виявив помітне зміння показника степені  $m$  та коефіцієнта  $C_q$  в

формулі (3.1) як у межах окремого типу пакетів з постійною геометрією ребристих труб ( $\psi = const$ ), так і для пакетів з однаковими параметрами розміщення  $S_1/S_2$ . Варіювання геометричних характеристик пакетів у широких межах дозволило визначити, що залежності  $m = f(S_1/S_2, \psi)$  та  $C_q = f(S_1/S_2, \psi)$  при  $\psi = const$  для шахових пакетів плоскоовальних труб може бути описани функціями гіперболічного тангенсу (рисунок 3.4 а, б).



а – залежність  $m$  від  $S_1/S_2$

б – залежність  $C_q$  від  $S_1/S_2$

1 – пакети труб з  $\psi=21.5$ ; 2 –  $\psi=18.5$ ; 3 –  $\psi=17.7$ ; 4 –  $\psi=5.3$ ; 5 – розрахункова крива.

Рисунок 3.4 Залежності показника степені  $m$  і коефіцієнта  $C_q$  в формулі (3.1)

від параметра розміщення  $S_1/S_2$  і коефіцієнта оребрення  $\psi$

Криві  $m = f(S_1/S_2, \psi)$  добре описуються функцією:

$$m = 0.655 + 0.037th \left\{ 2 \left[ \left( \frac{S_1}{S_2} \right) - \exp(-0.09 \cdot \ln \psi + 0.5) \right] \right\} + 0.0062 \cdot \psi \quad (3.2)$$

Емпіричне співвідношення для розрахунку  $C_q$  приводиться до виду:

$$C_q = -0.017 \cdot th \left\{ 2 \left[ \left( \frac{S_1}{S_2} \right) - 1.52 \right] \right\} + \exp(-0.055 \cdot \psi - 1.85) \quad (3.3)$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів

шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням при значеннях коефіцієнта оребрення  $\psi=(5,3-21,5)$  і параметра розміщення  $S_1/S_2=(1-2,55)$  в області чисел Рейнольдса  $Re_{d1}=3\cdot 10^3-2\cdot 10^4$  пропонуються залежності (3.1), (3.2) і (3.3). Розбіжність між дослідними і розрахунковими значеннями чисел Нуссельта не перевищує  $\pm 12\%$ .

Дослідження тепловіддачі глибинних рядів коридорних пакетів проведені для труб типів 3 та 4 (табл. 2.1), котрі відрізнялись між собою кроковими характеристиками  $S_1, S_2$  і коефіцієнтами оребрення  $\psi$ . Деякі результати цих досліджень представлені на рисунку 3.3, з них видно, що дослідні дані достатньо добре апроксимуються залежностями виду (3.1).

Аналіз експериментальних даних виявив помітне змінення ухилу залежності  $\lg Nu = f(\lg Re_{d1})$  (показника степені  $m$ ), як у межах пакетів кожного типу труб з постійною геометрією оребрення, так і для пакетів з однаковими відносними кроками різних типів труб. В основі залежностей для розрахунків  $m$  і  $C_q$  лежать, як і для шахових пакетів, функції гіперболічного тангенсу. Для визначення показника степені  $m$  маємо:

$$m = 0.03th \left\{ 6 \left[ \left( \frac{S_1}{S_2} \right) - 1.2 \right] \right\} + (0.02 \cdot \psi + 0.34) \quad (3.4)$$

Співвідношення для розрахунку коефіцієнта  $C_q$  приводиться до виду

$$C_q = \left\{ 2 - th \left[ 3 \left( \frac{S_1}{S_2} - 1.2 \right) \right] \right\} \cdot (0.26 - 0.0123\psi). \quad (3.5)$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів коридорних пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в діапазонах значень коефіцієнта оребрення  $\psi=15-18$ , параметра розміщення  $S_1/S_2=0,55-1,76$  в

інтервалі чисел Рейнольдса  $Re_{d_1} = 3 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$  пропонуються емпіричні залежності (3.1), (3.4), (3.5). Підсумкова похибка співвідношень склала  $\pm 10\%$ .

Досліди впливу на теплообмін числа поперечних рядів труб в пакеті  $z_2$  дозволили отримати розрахункові співвідношення для поправки  $C_z$  в формулі (3.1) на малорядність пакетів

шахові пакети плоскоовальних труб

коридорні пакети плоскоовальних труб

$$C_z = 3.23 \cdot z_2^{0.021} - 2.38 \quad (3.6)$$

$$C_z = 3.67 \cdot z_2^{0.01} - 2.77 \quad (3.7)$$

Для  $z_2 \geq 10$  поправка  $C_z = 1$ .

Для розрахунку коефіцієнта ефективності пластинчастого прямокутного ребра  $E$  на плоскоовальній трубі (рисунок 2.3) рекомендуються залежності в яких враховується вплив лінії контакту ребра з трубою  $K_L$  ( $h_y$  - умовна висота ребра)

$$h_y = h \cdot \left[ 1 + (0,4 \cdot K_L + 0,2) \cdot \ln \left( \frac{1}{K_L} \right) \right] \quad (3.8)$$

$$E = \frac{th\beta h_y}{\beta h_y} \quad (3.9)$$

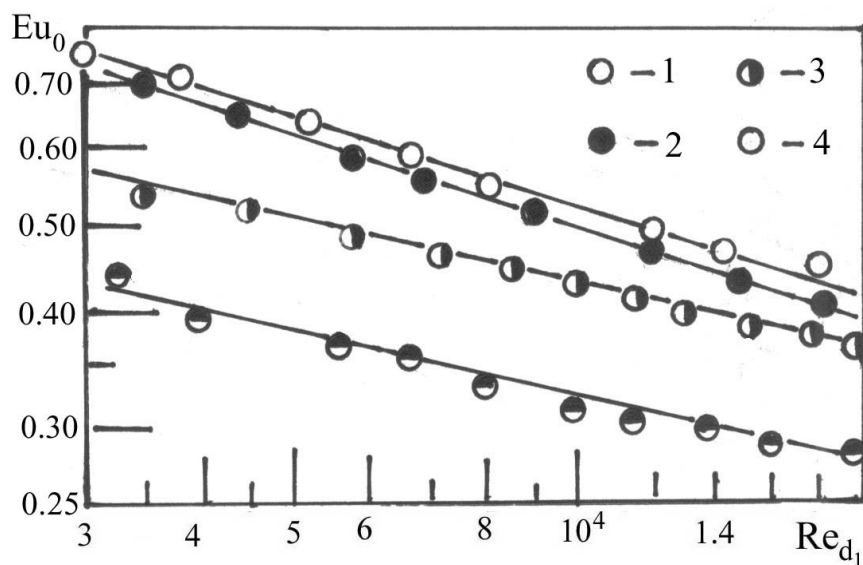
Співвідношення (3.8) рекомендується використовувати в області значень відносної довжини лінії контакту  $0,4 < K_L < 1,0$ .

### 3.2 Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб

У даному розділі представлені результати дослідження аеродинамічного опору шахових та коридорних пакетів плоскоовальних труб з неповними поперечним орбренням в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re_{d_1} = 3000 \dots 20000$ .

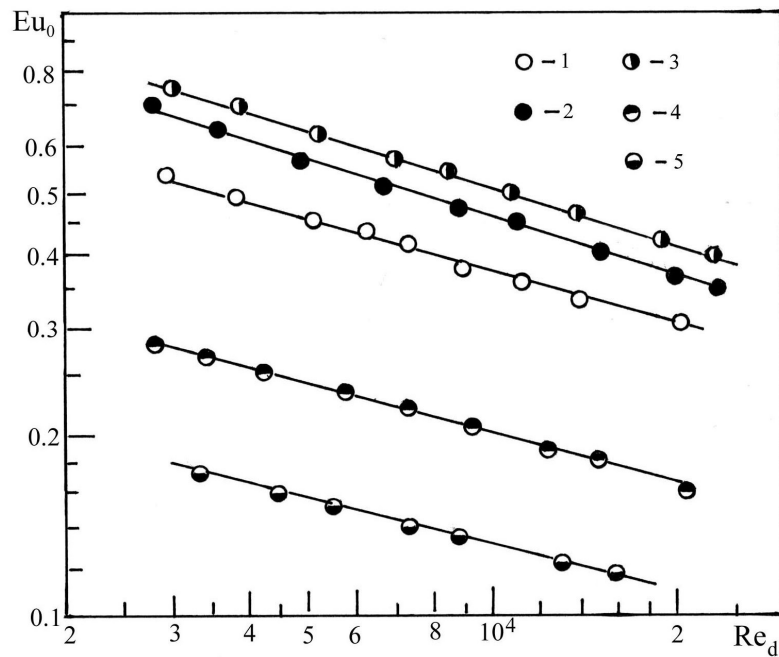
Аеродинамічний опір пакетів залежить від геометричних параметрів орбрення, які враховує коефіцієнт орбрення  $\psi$  та крокових характеристик пакетів  $S_1/S_2$ . Отримані дослідні дані з аеродинамічного опору шахових пакетів труб (типів 1–4, табл. 2.1), що подані на рисунок 3.5 доцільно узагальнювати степеневими залежностями виду

$$Eu_0 = C'_z \cdot C_s \cdot Re_{d_1}^{-n} \quad (3.10)$$



а – шахові пакети труб типу 1

1-  $S_1/S_2=1,49$ ; 2 - 0,99; 3 - 1,91; 4 - 2,55

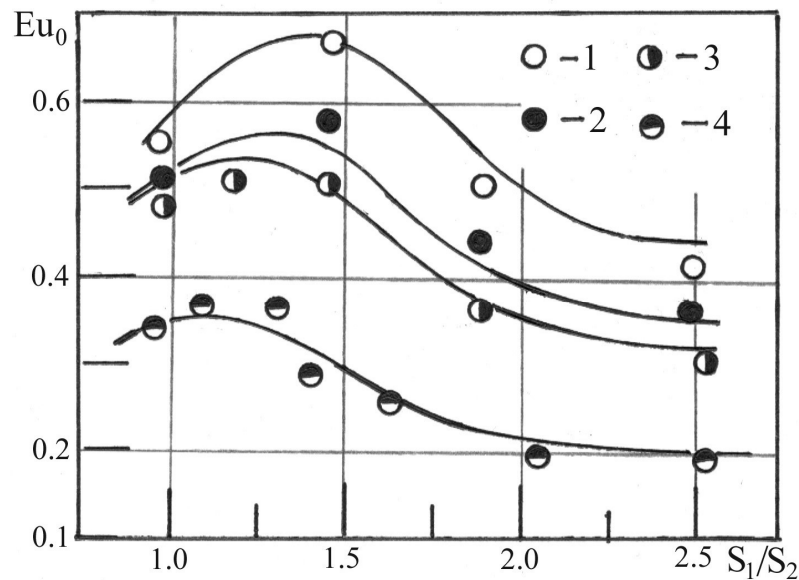


б – коридорні пакети труб типу 3

1- $S_1/S_2=1,1$ ; 2 – 0,73; 3 – 0,55; 4 – 1,43; 5 – 1,76

Рисунок 3.5 Експериментальні дані з аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб

При аналізі отриманих результатів і графіків залежності  $Eu_0 = f(Re_{d_1})$  можна відмітити, що при збільшенні поперечного  $S_1$  та поздовжнього  $S_2$  кроків аеродинамічний опір пакетів зменшується. Простежується залежність показника степені  $n$  та коефіцієнта  $C_s$  в формулі (3.10) від  $\psi$  та  $S_1/S_2$ . Із зростанням  $S_1/S_2$  значення  $n$  та  $C_s$  зменшуються. На рисунку 3.6 наведена залежність чисел Ейлера від параметру розміщення  $S_1/S_2$ . Розширюючим параметром являється коефіцієнт оребрення  $\psi$ . Криві  $Eu_0 = f(S_1/S_2, \psi = const)$  мають максимум при певному параметрі розміщення, який зміщується в напрямку збільшення  $S_1/S_2$  при збільшенні коефіцієнта оребрення  $\psi$ .



1 -  $\psi=21.5$ ; 2 -  $\psi=18.47$ ; 3 -  $\psi=17.68$ ; 4 -  $\psi=15.16$

Рисунок 3.6 Залежність чисел Ейлера від параметра розміщення  $S_1/S_2$

Для розрахунку значень показника степені  $n$  при числі Рейнольдса в формулі (3.10) пропонується залежність:

$$n = (63500 \cdot e^{-\psi} + 0.085)^{0.5} \cdot \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{-0.41} \quad (3.11)$$

Залежність для розрахунку значень коефіцієнта  $C_s$  має вигляд:

$$C_s = 2 - 2.9 \cdot th \left\{ 2 \left[ \left( \frac{S_1}{S_2} \right) - \ln(0.242 \cdot \psi) \right] \right\} + 0.15\psi \quad (3.12)$$

Підсумкова похибка розрахункової схеми, складеної з рівнянь (3.10), (3.11), (3.12) становить не більше  $\pm 20\%$  для всіх двадцяти досліджених шахових пакетів.

Результати досліджень аеродинамічного опору коридорних пакетів подані на рисунку 3.6 і свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою



залежністю. Показники степені  $n$  та коефіцієнти  $C_s$  в формулі (3.9) для досліджених пакетів залежать, як і для шахових пакетів, від  $\psi$  та  $S_1/S_2$ .

Співвідношення для визначення степені  $n$ :

$$n = 3.8\psi^{-0.9} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-0.2}. \quad (3.13)$$

Залежність  $C_s = f(S_1/S_2, \psi)$  описується наступним виразом:

$$C_s = 45 \cdot \psi^{-0.24} \cdot e^{-\frac{S_1}{S_2}} - 0.0025 \cdot \psi^{2.43}. \quad (3.14)$$

Отримані розрахункові співвідношення (14), (17) та (18) для визначення аеродинамічного опору коридорних пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним ребренням апроксимують дослідні дані з точністю  $\pm 15\%$ .

Поправка на малорядність пакетів розраховується за співвідношеннями (3.15), (3.16).

Шахові пакети плоскоовальних труб:

$$C'_z = 1 \quad (3.15)$$

Коридорні пакети плоскоовальних труб:

$$C'_z = 1,4z_2^{0,192} \quad (3.16)$$

#### 4 ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОЗРАХУНКУ ЕКОНОМАЙЗЕРНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ

Тепловий та еродинамічний розрахунки котлоагрегату ДКВР-2,5-13Г наведені у Додатку А.

Тепловий та еродинамічний розрахунки водяних економайзерів наведені у Додатку Б.

Виходячи з розрахункових даних оребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням та з даних згідно стандартного типоряду економайзерів сталюого гладкотрубного БВЭС-І-2 та оребреного чавунного з квадратними ребрами ЭП2-94 видно, що маса металу який працює під тиском становить 140 кг, 623 кг, 3900 кг відповідно. Це означає, що металоємність економайзера, виконаного з пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням менша ніж у гладкотрубного БВЭС-І-2 та оребреного чавунного ЭП2-94 у 4 рази та 27 разів відповідно (розрахунки робилися при однакових графіках нагріву живильної води від 100 °С до 138 °С). Така відмінність пояснюється тим, що економайзери БВЭС-І-2 та ЭП2-94 розроблялися в 50-х роках ХХ ст., в епоху уніфікації та відсутності засобів комп'ютерного моделювання і відповідного спеціального обладнання для проведення якісного натурного дослідження та обробки отриманих результатів. Тому при проектуванні відповідного обладнання конструктора опиралися на стандартний сортамент труб для поверхонь нагріву, та розробляли все обладнання з суттєвим запасом (для можливості роботи на різних видах палива). В даному випадку економайзер з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням розраховувався для конкретного котельного агрегату, який працює на газоподібному паливі, в якому враховувався графік температури димових газів та живильної води.

По габаритним характеристикам економайзер з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням у 15 разів менший ніж економайзери БВЭС-І-2 та ЭП2-94.

Згідно аеродинамічного розрахунку аеродинамічний опір ребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним ребренням, гладкотрубного сталюого екомайзера БВЭС-І-2 та ребреного чавунного екомайзера з квадратними ребрами ЭП2-94 становить 29.68 Па, 69.46 Па, 43.76 Па відповідно. Виходячи з цих значень аеродинамічний опір ребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб у 1.5 та 2 рази менший ніж у ЭП2-94 та БВЭС-І-2 відповідно. Як видно з рисунку 4.6 схема підключення газоходів економайзера, виконаного з плоскоовальних труб з неповним ребренням простіша (значно менша кількість місцевих опорів) в порівнянні з схемою підключення ЭП2-94 (рисунок 4.5) та БВЭС-І-2 (рисунок 4.4), в результаті чого сумарний аеродинамічний опір менший (42.13 Па для економайзера з плоскоовальних труб з неповним ребренням, 58.68 для ЭП2-94 та 94.59 для БВЭС-І-2), в результаті чого необхідна потужність електродвигуна димососу для економайзера, виконаного з плоскоовальних труб з неповним ребренням становить 5.5 кВт, що на 2,1 кВт менше ніж у ЭП2-94 ( $N=7.6$  кВт) та на 6.8 кВт менше ніж у БВЭС-І-2 ( $N=12.3$  кВт), що в свою чергу веде до економії електроенергії і зменшує витрати на власне обслуговування.

## 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Енергозбереження - це діяльність (організаційна, наукова, практична, інформаційна), яка спрямована на раціональне використання та економну витрату первинної та перетвореної енергії, природних енергетичних ресурсів в національному господарстві. Енергозбереження реалізується з використанням технічних, економічних та правових методів. «Енергозберігаюча політика» - це адміністративно-правове та фінансово-економічне регулювання процесів видобування, переробки, транспортування, збереження, виробництва, розподілу та використання паливно-енергетичних ресурсів з метою їх раціонального використання та економного витрачання.

Паливо-енергетичні ресурси - це сукупність всіх природних і перетворюваних видів палива та енергії, які використовуються в національному господарстві; "раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів" - досягнення максимальної ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів при існуючому рівні розвитку техніки і технології і одночасному зниженні техногенного впливу на навколишнє природне середовище. Економія паливо-енергетичних ресурсів - це відносне скорочення витрат паливно-енергетичних ресурсів: зниження їх питомих витрат на виробництво продукції, виконання робіт і надавання послуг встановленої якості.

Метою даного розрахунку є визначення економії коштів на електроенергії для власних потреб за рік при заміні існуючого «застарілого економайзера» на модернізаний, та скорочення витрат на його виготовлення.

### 5.1 Витрати на виготовлення економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням, економайзера типу БВЭС-І-2 та ЭП2-94

Основними матеріалами для виготовлення економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням та економайзера типу БВЭС-І-2 є стальна труба ГОСТ 8734-75 та стальні ребра зі сталі 10 ГОСТ 8733-87. Для виготовлення оребреного чавунного економайзера з квадратними ребрами ЭП2-94 використовується чугун литтьовий ГОСТ 4832-95.

Для виготовлення поверхні нагріву економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням потрібно затратити 140 кг металу та 17,7 люд.год праці робітників. Середня ціна тонни металу на ринку становить 35000 грн (усереднені показники на І квартал 2018 року згідно програми «Будівельні технології СМЕТА»). Згідно тарифних сіток (програма «Будівельні технології СМЕТА») заробітна плата робітників при виготовленні енергетичного обладнання складає 4398,99 грн за 165,5 люд.год при середньому розряді робітника 3,8.

Вартість металу для виготовлення поверхні нагріву економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням становить:

$$B_{no} = M_{no} \cdot C_m = 0.14 \cdot 35000 = 4900 \text{ грн} \quad (5.1)$$

де  $M_{no}$  – маса металу, т;

$C_m$  – ціна тонни металу, грн.

Заробітна плата робітників для виготовлення економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням:

$$Zn_{no} = \frac{W_{no}}{W_n} \cdot Z_n = \frac{17.7}{165.5} \cdot 4398.99 = 471.51 \text{ грн} \quad (5.2)$$

де  $W_{no}$  – затрати праці робітників при виготовленні економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням, люд.год;

$W_n$  - затрати праці робітників згідно тарифної сітки, люд.год;

$Z_n$  – заробітня плата робітників за 165,5 люд.год., грн.

Загальна вартість виготовлення:

$$B_3^{no} = B_{no} + Z_{n_{no}} = 4900 + 471.51 = 5371.51 \text{ грн} \quad (5.3)$$

Маса металу для виготовлення сталюого гладкотрубного економайзера типу БВЭС-І-2 - 623 кг, отже вартість матеріалів становить:

$$B_{zl} = M_{zl} \cdot C_m = 0.623 \cdot 35000 = 21805 \text{ грн} \quad (5.4)$$

де  $M_{zl}$  – маса металу, т;

Витрата праці робітників для виготовлення економайзера складає 79 люд.год., отже заробітна плата робітників:

$$Z_{n_{zl}} = \frac{W_{zl}}{W_n} \cdot Z_n = \frac{79}{165.5} \cdot 4398.99 = 2098.24 \text{ грн} \quad (5.5)$$

де  $W_{cz}$  – затрати праці робітників при виготовленні гладкотрубного економайзера, люд.год;

Загальна вартість виготовлення:

$$B_3^{zl} = B_{zl} + Z_{n_{zl}} = 21805 + 2098.24 = 23903.24 \text{ грн} \quad (5.6)$$

Маса чавуну для виготовлення оребреного чавунного економайзера з квадратними ребрами ЭП2-94 – 3900 кг, отже вартість матеріалів становить:

$$B_{чз} = M_{чз} \cdot Ц_{ч} = 3.9 \cdot 55000 = 214500 \text{ грн} \quad (5.7)$$

де  $M_{чз}$  – маса чугуну, т;

$Ц_{ч}$  – ціна тонни чугуну, грн.

Витрата праці робітників для виготовлення економайзера складає 494 люд.год., отже заробітна плата робітників:

$$Зn_{чз} = \frac{W_{чз}}{W_n} \cdot З_n = \frac{494}{165.5} \cdot 4398.99 = 13135 \text{ грн} \quad (5.8)$$

де  $W_{чз}$  – затрати праці робітників при виготовленні чавунного економайзера з квадратними ребрами, люд.год;

Загальна вартість виготовлення:

$$B_3^{чз} = B_{чз} + Зn_{чз} = 214500 + 13135 = 227635 \text{ грн} \quad (5.9)$$

Економія коштів на виготовленні одного економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням в порівнянні з гладкотрубним типу БВЭС-І-2:

$$\Delta_1 = B_3^{zn} - B_3^{no} = 23903.24 - 5371.51 = 18531.73 \text{ грн} \quad (5.10)$$

Економія коштів на виготовленні одного економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням в порівнянні з оребреним чавунним економайзером з квадратними ребрами ЭП2-94:

$$\Delta_2 = B_3^{чз} - B_3^{no} = 227635 - 5371.51 = 222263.49 \text{ грн} \quad (5.11)$$

Вартість технологічного обладнання та устаткування для виготовлення плоскоовальних труб з неповним оребренням та оребрених труб чавунного економайзера з квадратними ребрами не враховувалася.

5.2 Ефективність заміни оребреного чавунного економайзера з квадратними ребрами ЭП2-94 та сталюого гладкотрубного економайзера типу БВЭС-І-2 на економайзер, який виконано з плоскоовальних труб з неповним оребренням

Згідно офіційного сайту НКРЕКП тариф електричної енергії на ІІ квартал 2018 року становить 1.82 грн/кВт·год.

При встановленні економайзера виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням ми отримуємо економію в споживанні електричної енергії в 2.1 кВт, при відмові від оребреного чавунного економайзера з квадратними ребрами ЭП2-94 та 6.8 кВт при відмові від гладкотрубного економайзера типу БВЭС-І-2.

Прийmemo час роботи обладнання 8000 робочих годин в рік з урахуванням 30 днів простою для проведення поточного ремонту.

Економія коштів на електроенергію для приводу димососу при відмові від оребреного чавунного економайзера з квадратними ребрами становить:

$$C_e^{ч2} = N_e^{ч2} \cdot T \cdot C_{ел.е} = 2.1 \cdot 8000 \cdot 1.82 = 30576 \text{ грн} \quad (5.12)$$

де  $N_e^{ч2}$  – кількість зекономленої електричної енергії, кВт;

$T$  – кількість годин роботи котла, год/рік;

$C_{ел.е}$  - тариф електричної енергії, грн/кВт·год

Економія коштів на електроенергію для приводу димососу при відмові від гладкотрубного економайзера типу БВЭС-І-2 становить:



$$C_e^{zl} = N_e^{zl} \cdot T \cdot C_{el.e} = 6.8 \cdot 8000 \cdot 1.82 = 99008 \text{ грн} \quad (5.13)$$

де  $N_e^{zl}$  – кількість зекономленої електричної енергії, кВт;

### 5.3 Висновки до розділу

Введення в виробничу програму виготовлення поверхонь нагріву з плоскоовальних труб з неповним оребренням для заміни блочних економайзерів на вже працюючих котельних веде до економії матеріалів виробництва та заробітної плати для працівників більше ніж у 5 разів.

Для існуючих котелень при заміні гладкотрубного економайзера типу БВЭС-І-2 на економайзер, який виготовлений з плоскоовальних труб з неповним оребренням за рахунок меншого аеродинамічного опору та зменшення потужності двигуна димососа веде до економії коштів у розмірі 99008 грн/рік. При заміні чавунного економайзера з квадратними ребрами економія становить 30576 грн/рік.

## 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці спрямована на створення безпечних і здорових (нешкідливих) умов роботи для кожного працюючого. Під час роботи на працівника можуть здійснювати несприятливий вплив різноманітні фактори, вплив яких на працюючого у визначених умовах може привести до травми або іншого раптового різкого погіршенню здоров'я - небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

Темою даної дипломної роботи є підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь нагріву котлів малої потужності. Економайзер являє собою конвективну поверхню нагріву, яка розміщена за котлом і є складовою котельної установки, яка представляє собою технологічний комплекс, що складається з котла парового ДВКр-2.5-1.4ГМ (паропродуктивністю 2.5 т/год, тиск пари на виході з котла  $P=1.3$  Мпа), системи живлення котла, системи автоматики.

В цьому розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи, з безпеки експлуатації котельної установки, та визначені основні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.

### 6.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації котельної установки

Після установки, монтажу блоків і з'єднання всіх трубопроводів фланцевими котушками котельня являє собою єдиний блок, що складається з вузлів:

- котел паровий;

- насосні вузли;
- колектор паровий;
- система підживлення з системою водопідготовки;
- система паливна;
- кабіна оператора і побутові приміщення;
- система опалення та вентиляції;
- електрообладнання та система управління;
- автоматика і КВП;
- труба димова.

Для забезпечення безпечної та зручної експлуатації парового котла ДВКр-2.5-1.3Г передбачені наступні рішення:

Автоматизація:

- котел являє собою повністю автоматизований агрегат, що поставляється в комплекті з усіма засобами контролю, управління, захисту, і сигналізації - датчиками, виконавчими механізмами і програмним приладом управління, який встановлено на блочному щиті управління;

- система управління котельні передбачає роботу основного і допоміжного обладнання котельні без постійного обслуговуючого персоналу в автоматичному режимі, підтримуючи задані параметри;

- всі споживачі електричного струму, що відносяться до щитової, виконані в щитках, що закривають безпосередній доступ до струмовідних частин.

Розміщення котлоагрегату та допоміжного обладнання:

- котел повинен встановлюватися в приміщеннях, що відповідають вимогам СНиП [54], і відповідних правил;

- відстань від фронту котла до протилежної сторони становить не менше 2 м;

- ширина вільних проходів уздовж фронту не менш 1 м.

З метою дотримання вимог з безпеки для обслуговуючого персоналу по температурі - всі поверхні котлів, обладнання та трубопроводів ізолюються, щоб температура на поверхні ізоляції не перевищувала + 55 °С.

## 6.2. Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

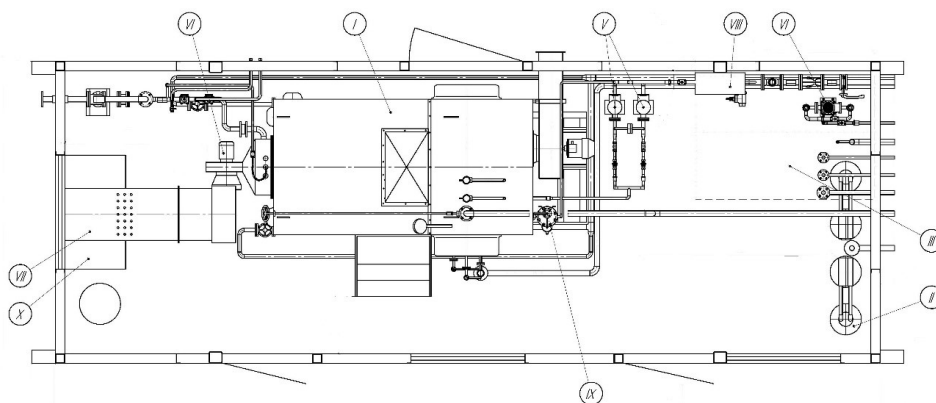
### 6.2.1 Параметри приміщення

Геометричні розміри приміщення приведені в таблиці 6.1

Таблиця 6.1 - Геометричні параметри приміщення.

Параметр	Позначення	Значення
Довжина, м	a	12,76
Ширина, м	b	11,82
Висота, м	h	3,6
Площа, м <sup>2</sup>	S	150,8
Об'єм, м <sup>3</sup>	V	545

У приміщенні є 3 вікна розміром 1,037 x 0,82 м, 2 прохідні двері розміром 2,0 x 0,825 м. Схема котельні представлена на рисунку 6.1.



I - паровий котел; II – система хімводоочистки; III – бак живильної води ( $V=1,1 \text{ м}^3$ ); IV – паликовий пристрій; V – насос живильний ЦНС-2,2-0,94; VI – насос установки хімводоочистки; VII – вентиляційно-опалювальна система; VIII – щит пожежний; IX – охолоджувач проб котлової води; X – операторська

Рисунок 6.1 - Схема котельної

### 6.2.2 Мікроклімат та повітря робочої зони

Мікроклімат виробничих приміщень – це умови внутрішнього середовища цих приміщень, що впливають на теплообмін працюючих з оточенням шляхом конвекції, кондукції, теплового випромінювання та випаровування вологи. Ці умови визначаються сполученням температури, відносної вологості та швидкості руху повітря, температури оточуючих людину поверхонь та інтенсивністю теплового (інфрачервоного) випромінювання.

Оптимальні мікрокліматичні умови - поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому і систематичному впливі на людину забезпечують збереження нормального теплового стану організму без активізації механізмів терморегуляції. Вони забезпечують відчуття теплового комфорту та створюють передумови для високого рівня працездатності.

Для оцінки мікроклімату в приміщеннях роблять вимір температури, вологості, інтенсивності руху повітря. Результати вимірювань порівнюються з установленими нормами. Згідно [55] оптимальні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря встановлюються для робочої зони виробничих приміщень з

урахуванням важкості виконуваної роботи і пори року.

Холодний період року - середньо добова температура нище +10 °С, Теплий період року - середньо добова температура вище +10 °С.

Постійне робоче місце - це місце де знаходиться працівник дві астрономічні години без перерви, або чотири години з перервою за зміну.

У котельному залі буде непостійне робоче місце, так як оператор входить туди 6 разів кожні півгодини. Інші 5 годин він знаходиться в кімнаті оператора, де знаходиться телефонний зв'язок.

Категорія робіт - розмежування робіт за тяжкістю на основі загальних енерговитрат організму. У таблиці 6.2 наведені допустимі і фактичні значення параметрів мікроклімату для категорії робіт Іб згідно [54], а також фактичні значення цих параметрів в розглянутому приміщенні. До категорії Іб належать роботи, що виконуються сидячи, стоячи або пов'язані з ходінням та супроводжуються незначним фізичним навантаженням.

Таблиця 6.2 - Параметри мікроклімату

Сезон року	Робоче місце	Параметри мікроклімату					
		Допустимі для Іб			Фактичні		
		Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Теплий	Постійне	21-28	75	0,1-0,3	28	35%	0,1
Холодний	Постійне	20-24	75	0,2	23	55%	0,35

Висновки: В кімнаті оператора і котельному залі параметри мікроклімату відповідають нормам. Умови праці відповідають II класу.

Склад повітря робочої зони:

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м<sup>3</sup>, їх граничнодопустимі концентрації нормуються відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони» [56]. Повітря в приміщенні не насичене шкідливими випарами або газами. Склад чистого повітря повинен бути в таких параметрах: кисню - 20,9%, азоту - 78,01%, вуглекислого газу - 0,03%, аргону - 0,9%.

У таблиці 6.3 показана допустима і фактична загазованість повітря

Таблиця 6.3 - Загазованість повітря

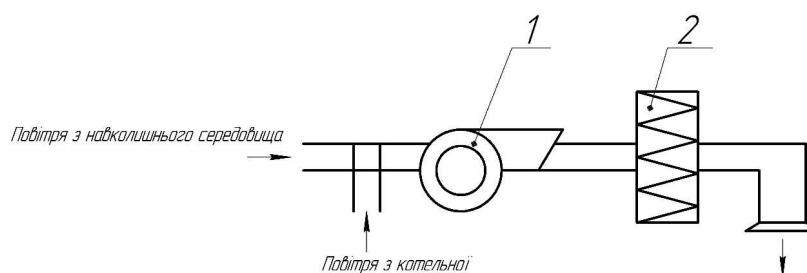
Технічний процес	Найменування інгредієнта	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	Фактична концентрація	Агрегатний стан	Засіб вимірювання
Спалювання природного газу в котлі	Оксид вуглецю	20	15	Газоподібний	АГ-С0
	Оксид азоту	5	2,5	Газоподібний	УГ-2

Висновок: Повітря робочої зони відповідає нормам.

### 6.2.3 Вентиляція робочої зони

Вентиляція може бути забезпечена природним, штучним і поєднаним способами.

В даному випадку маємо приточно-рециркуляційну вентиляцію, яка схематично зображена на малюнку 6.2



1 - вентилятор; 2 - калорифер;

Рисунок 6.2 - Схема приточно-рециркуляційної вентиляції

Висновки: Для підігріву або охолодження повітря в системах вентиляції, кондиціонування і повітряного опалення використовують калорифери. Для даного приміщення вибираємо калорифер СФОО-5-30/1Т з продуктивністю 4500 м<sup>3</sup>/год, який забезпечує різницю температур (вхід-вихід)  $\Delta t = 22$  °С.

Дана система приточно-рециркуляційна вентиляція повністю забезпечує необхідний повітрообмін в приміщенні.

#### 6.2.4 Виробничий шум

У котельному залі знаходиться насос живлення, що дає підвищений рівень шуму - 87 дБА, але дія шуму на оператора котельні триває три години. Згідно ДСНЗ.3.3.6.637-99 допустимий рівень шуму складає 80 дБА, тому оператору при обході котельні потрібно одягати захисні навушники

#### 6.2.5 Освітлення робочої зони

Штучне освітлення:

Штучне освітлення може бути загальним і комбінованим. Загальним називається освітлення, при якому світильники розміщуються у верхній зоні приміщення (не нижче над підлогою) рівномірно (загальне рівномірне освітлення) або з урахуванням розташуваних робочих місць (загальне локалізоване освітлення). Комбіноване освітлення складається із загального та місцевого. Місцеве освітлення створюється за допомогою світильників, що концентрують світловий потік безпосередньо на робочих місцях. Застосування лише місцевого освітлення не допускається з огляду на небезпеку виробничого травматизму та професійних захворювань.

Далі наведемо норми штучного (для люмінесцентних ламп) і природного освітлення виробничих приміщень [56].

На рисунку 6.3 зображена схема розміщення світильників Л201Б в приміщенні котельні.

Для того щоб розрахувати світловий потік, що йде від люмінесцентних ламп використаємо метод світлового потоку.

Вибираємо тепловий потік (так як середній теплової потік не стабільний і з часом він слабшає) для світильника Л201Б  $\Phi_{\text{л}}=2800$  лм [55], в кожному світильнику по 4 лампи ЛБ-40. Коефіцієнт використання  $\eta$  вираховується в залежності від



показника приміщення  $i$  та коефіцієнта відбиття від стін. Показник приміщення  $i$  вираховується за формулою:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)} = \frac{8,7 \cdot 3,18}{4,2 \cdot (8,7 + 3,18)} = 0,55 \quad (6.1)$$

де  $a, b$  – довжина і ширина приміщення, м;

$h$  – висота світильника над робочою поверхнею, м

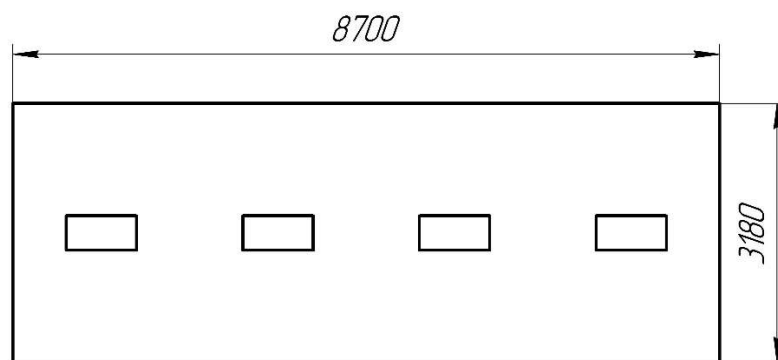


Рисунок 6.3- Схема розміщення світильників Л201Б в приміщенні котельні

Кількість світильників приймаємо 4 шт по 4 лампи в кожному.

Висновки: зрівнюючи отриману нормовану освітленість з ДБН В.2.5-28-2006 бачимо, що чотири люмінесцентних світильники Л201Б з 4 лампами УСП-35 забезпечують виконання умови  $E > 200$ .

### 6.2.6 Електробезпека

Котельня є приміщення підвищеної небезпеки, тому що в ній використовується природній газ як основне паливо, тобто вибухонебезпечне середовище. Допустима напруга в таких приміщеннях не повинна перевищувати 110 В постійної напруги, 42

В змінної напруги, тому 220 В підлягає заземленню.

Для котельні визначені наступні параметри:

- температура близько 35 ° С;
- вологість до 75%;

Існує ймовірність одночасного дотику до струмопровідних частин електроприладів та до заземлених частин металоконструкцій будівлі. Таким чином, приміщення щитової відноситься до приміщень з збільшеним електротравматизмом. Приміщення котельні відноситься до приміщень з особливо збільшеним електротравматизмом.

Технічні рішення по запобіганню електротравм від дотику до струмовідних частин обладнання:

При нормальному режимі роботи струмовідні частини обладнання розміщені у важкодоступних місцях: за панелями щитів. Освітлювальні прилади (лампи) розміщені на висоті не менше ніж 2,5 м від підлоги. Всі провідники виконані в полівінілхлоридній ізоляції. Джгути провідників знаходяться у вініл-пластикових коробах з перерізом 2500 мм і товщиною стінок 2 мм. Для включення/вимикання використані щити-рубильники закритого типу, що розміщені в закритих приміщеннях. Кожна шафа має свій рубильник живлення, для знеживлення приладів при проведенні монтажних робіт всередині щита.

Передбачено використання зниженої напруги для переносних приладів освітлення - 12 В. Прилади оснащені автоматичними запобіжниками АП50-МТ, що забезпечує розрив ланцюга живлення при коротких замиканнях або перевантаження мережі. При проведенні ремонтних робіт і монтажних робіт в котельні, ремонті проводки, персоналом повинні бути використані засоби індивідуального захисту (гумові рукавиці, інструменти з ізольованими ручками, і т.д.).

Технічні рішення по запобіганню електротравматизму при переході напруги на нормально неструмовідні частини обладнання:

Пробій фази на корпус призводить до того, що будь-який дотик корпусу приладу або щита можна розглядати як дотик до фази, що може призвести до

ураження електричним струмом. В даному випадку використовується занулення корпусів, кожухів та інших нормально струмовідних частин обладнання.

До схеми занулення пред'являються наступні вимоги:

- струм фазного короткого замикання повинен перебільшувати не менше ніж в 3 рази номінальний струм плавкої вставки найближчого запобіжника ПР-2, або струму спрацювання автоматичного запобіжника АП50;
- повна провідність нульового проводу повинна бути не менше ніж провідність фази;

### 6.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Безпека в надзвичайних ситуаціях регламентується відповідно до ПЛАС. Основними складовими ПЛАС є: розробка технічних рішень та організаційних заходів щодо оповіщення, евакуації та дій персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій, а також визначення основних заходів з пожежної безпеки.

6.3.1 Організація ефективної роботи системи оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації

Щоб підвищити безпеку персоналу в надзвичайних ситуаціях (НС) необхідно встановити систему оповіщення (СО) виробничого персоналу. Оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення НС здійснюється відповідно до вимог НАПБ А.01.003-2009. Оповіщення про НС персоналу та організація евакуації здійснюється одним з наступних способів або їх комбінацією:

- поданням звукових і/або світлових сигналів в усі виробничі приміщення будівлі з постійним або тимчасовим перебуванням людей;
- трансляцією текстів про необхідність евакуації, шляхи евакуації, напрямки руху

- й інші дії, спрямовані на забезпечення безпеки людей;
- трансляцією спеціально розроблених текстів, спрямованих на запобігання паніці та інших явищ, що ускладнюють евакуацію; - ввімкненням евакуаційних знаків "Вихід";
  - ввімкненням евакуаційного освітлення та світлових покажчиків напрямку евакуації;
  - дистанційним відкриванням дверей евакуаційних виходів.

Як правило, СО вмикається автоматично від сигналу про НС, який формується системою пожежної сигналізації або системою пожежогасіння. Також з приміщення оперативного (чергового) персоналу СО (диспетчера пожежного поста) слід передбачати можливість запуску СО вручну, що забезпечує надійну роботу СО не тільки при пожежі, а і у разі виникнення будь-якої іншої НС. Згідно з вимогами ДБН В.1.1-7-2002 необхідно забезпечити можливість прямої трансляції мовленнєвого оповіщення та керівних команд через мікрофон для оперативного реагування в разі зміни обставин або порушення нормальних умов евакуації виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу про НС здійснюється за допомогою світлових та (або) звукових оповіщувачів, якими обладнуються всі виробничі приміщення. СО повинна розпочати трансляцію сигналу оповіщення про НС не пізніше трьох секунд з моменту отримання сигналу про НС (пожежу).

Пульти управління СО необхідно розміщувати у приміщенні пожежного поста, диспетчерської або іншого спеціального приміщення (в разі його наявності). Ці приміщення повинні відповідати вимогам ДБН В.2.5-56-2014. Кількість звукових та мовленнєвих оповіщувачів, їх розміщення та потужність повинні забезпечувати необхідний рівень звуку в усіх місцях постійного або тимчасового перебування виробничого персоналу. Звукові оповіщувачі повинні комбінуватися зі світловими, які працюють у режимі спалахування, у випадках, коли працюючи перебувають у шумозахисному спорядженні або у приміщеннях з рівнем шуму понад 95 дБ.

Допускається використовувати евакуаційні світлові покажчики, що автоматично вмикаються при отриманні СО командного імпульсу про початок оповіщення про НС та (або) аварійному припиненні живлення робочого освітлення,

якщо вони відповідають вимогам ДБН В.2.5-28-2006 "Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення".

СО в режимі "Тривога" повинна функціонувати протягом часу, необхідного для евакуації людей з будинку, але не менше 15 хвилин.

Вихід з ладу одного з оповіщувачів не повинен призводити до виведення з ладу ланки оповіщувачів, до якої вони під'єднанні.

Електропостачання СО здійснюється за I категорією надійності згідно з "Правилами устрою електроустановок" (ПУЕ) від двох незалежних джерел енергії: основного - від мережі змінного струму, резервного - від акумуляторних батарей тощо.

Перехід з основного джерела електропостачання на резервний та у зворотному напрямку в разі відновлення централізованого електропостачання повинен бути автоматичним.

Тривалість роботи СО від резервного джерела енергії у черговому режимі має бути не менш 24 годин.

Тривалість роботи СО від резервного джерела енергії у режимі "Тривога" має бути не менше 15 хвилин.

Звукові оповіщувачі повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 54-3:2003 "Системи пожежної сигналізації. Частина 3. Оповіщувачі пожежні звукові".

Світлові оповіщувачі, які працюють у режимі спалахування, повинні бути червоного кольору, мати частоту мигтіння в межах від 0,5 Гц до 5 Гц та розташовуватись у межах прямої видимості з постійних робочих місць.

### 6.3.2 Обов'язки та дії персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації

У разі виявлення ознак надзвичайної ситуації працівник персоналу повинен:

– негайно повідомити про це засобами зв'язку органи ДСНС та Державну пожежну охорону, вказати при цьому адресу кількість поверхів, місце виникнення

НС, наявність людей, а також ФІО;

- повідомити про НС керівника, адміністрацію та пожежну охорону підприємства; – організувати оповіщення людей про НС;

- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей;

- вжити заходів щодо ліквідації наслідків НС з використанням наявних засобів.

Керівник та пожежна охорона установи, яким повідомлено про виникнення НС повинні:

- перевірити, чи викликано підрозділи ДСНС та Державної пожежної охорони;

- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі та вентиляцію;

- у разі загрози життю людей негайно організувати їх евакуацію та рятування, вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації НС;

- перевірити здійснення оповіщення людей про НС;

- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у ліквідації НС;

- організувати зустріч підрозділів ДСНС та Державної пожежної охорони, надати їм допомогу у локалізації та ліквідації наслідків НС. Після прибуття підрозділів ДСНС та Державної пожежної охорони повинен бути забезпечений безперешкодний доступ їх до місця, де виникла НС.

### 6.3.3 Пожежна безпека

У котельні не використовується відкритий вогонь, легкозаймисті рідини і речовини. Найбільш висока температура розвивається в робочій ділянці та не перевищує 90 °С. Стіни котельні збудовані з металевого каркасу та обшиті листом металу товщиною 2 мм, стіни котельні утеплені негорючою базальтовою ватою товщиною 100 мм. Підлога зроблена з рифленого металевого листа товщиною 4 мм.

Двері та вікна виготовлені з металопрофілю.

Категорія пожежної небезпеки приміщення згідно з НАПББ.07.005- 86 – В, II ступінь вогнестійкості. Згідно з ДНАОП 0.00-1.32-01 робоча зони приміщення має клас з пожежонебезпеки – П-II а.

Можливість пожежі визначається причинами, пов'язаними з експлуатацією електрообладнання і з причинами неелектричного характеру. Можливі причини пожежі електричного характеру:

1) Іскріння в двигуні та у місцях контактних роз'ємів, а також у випадку електростатичних розрядів і ударів блискавки.

2) Струми коротких замикань, перевантаження провідників, що призводять до перегріву ізоляції, що може викликати її запалення.

3) Погані контакти в місцях з'єднання проводів, на великому контактному опорі виділяється значна кількість тепла, підвищується температура, що може призвести до ушкодження ізоляції.

Причинами пожежі неелектричного характеру можуть стати:

1) Неправильне поводження з газовим пальником;

2) Паління в приміщенні лабораторії.

До будівлі, котельні підходить під'їзна асфальтована дорога.

Згідно вимог ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77 котельня оснащена первинними засобами пожежегасіння - вогнегасниками типу ОУ і ящиками з піском. Для гасіння устаткування після зняття напруги може бути використаний і вогнегасник ОХП-10.

Котельня обладнана згідно вимог ДБН В.2.5-56-2014, установкою автоматики протипожежної сигналізації із сповіщувачем типу СПД-1. У приміщенні котельні знаходиться пожежний кран. Він являє собою відвід водопровідної труби з вентиляем і пожежним розніманням. У шухляді пожежного крана покладено 25 м брезентового рукава з роз'ємом і насадкою.

Робочим приміщенням виконані всі вимоги з пожежної безпеки згідно з вимог НАПБА.01.001-2004. Ширина евакуаційного виходів та проходів, максимальний час евакуації при пожежі відповідає вимогам : СНиП 2.01.02.-85, СНиП 2.09.02- 85 та ДБНВ.1.1-007-2001.

## 7 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

### 7.1. Резюме проекту

В даний час на більшості промислових підприємств України працює велика кількість парових котлів низького і середнього тиску, які були розроблені і введені в експлуатацію в 80-х, 90-х роках ХХ ст. Всі вони морально та фізично застарілі, більшість з них не має економайзерної поверхні нагріву, або ж використовуються чавунні оребренні економайзери, які мають суттєвий аеродинамічний та гідравлічний опір, на подолання якого використовується велика кількість електричної енергії, що робить їх експлуатацію досить дорогою.

Розроблення конвективних поверхонь нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням дозволяє зменшити масогабаритні характеристики обладнання більше ніж у 2 рази, підвищити коефіцієнт теплопередачі, зменшити аеродинамічний та гідравлічні опори, що в свою чергу дозволяє зекономити кошти за використанні електричної енергії, яка витрачається на привід димососу та живильних насосів. Проста схема підключення дозволяє за короткий час та з мінімальними витратами провести роботи по монтажу та підключенні економайзерної поверхні нагріву.

Виробництво економайзерів на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням розміщується на вільних площах ТОВ "ТЕКОМ" в м.Монастирище Черкаської області і займає 450 м<sup>2</sup>. Проект виконується в 2 етапи:

1 етап - доопрацювання технологічного процесу і технічних умов виготовлення плоскоовальних труб із неповним оребренням і початок їх серійного виробництва;

2 етап - заміна частини діючого устаткування і транспорту.

### 7.2. Вид та спрямованість проекту

Вид проекту:

- промислове освоєння продукції;



- дослідно-конструкторська робота.

Спрамованість проекту:

- випуск продукції, конкурентоспроможної на вітчизняному ринку.

### 7.3. Аналіз ідеї проекту

Таблиця 7.1 – Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Виготовляти і реалізовувати на власних виробничих потужностях економайзерів на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням. Надавати послуги з заміни чавунних оребрених економайзерів на економайзери, які виготовлені з плоскоовальних труб з неповним оребренням	1. Використовувати для енергозбереження	Економія за рахунок зменшення витрат на електричну енергію для приводів насосів на димососу
	2. Використовувати для модернізації тех. процесу	Дає змогу підвищити ефективність всього виробничого циклу
	3. Оновлення котельного устаткування	Продовжує ресурс основного обладнання, збільшує міжремонтний період

Таблиця 7.2. – Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

№	Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Кон-т 1 (Енергетик)	Кон-т 2 (Бийський котельний завод)	Кон-т 3 (Кусинський літійно-машинобудівний завод)			
1.	Маса, кг	140	623	1470	3900			S
2.	Габарити, В×Ш×Д, м	0.5×0.4×0.8	2.1×0.8×2.6	2.1×1.4×2.6	2×10.7×3			S
3.	Аеродинамічний опір, Па	29.8	69.4	80	43.7			S
3.	Ціна (тис. грн.)	5.3	25	28	227			S

Таблиця 7.3 – Технологічна здійсненність ідеї проекту

№	Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
1.	Виготовлення економайзерів на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням	Процес виготовлення відбувається на власних виробничих потужностях	Наявні	Доступні
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: Виготовлення на власних виробничих потужностях				

Таблиця 7.4 – Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ п/п	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	30
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	10000
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмеження для входу (вказати характер обмеження)	Немає
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Наявні
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку),%	50

Згідно таблиці 7.4 входження на ринок є привабливим, виходячи з того, що на даний час більшість обладнання на сьогодні відпрацювало свій ресурс роботи і його потрібно замінити, більшість головних гравців не мають технології виготовлення плоскоовальних труб з неповним оребренням, та готових конструктивних рішень по введенню даного обладнання в експлуатацію. Для виготовлення потрібно мати дозвіл на застосування обладнання, яке працює під тиском більше  $0,7 \text{ кгс/см}^2$  (згідно «Правил будови і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів»), дозвіл та сертифікат відповідності технічного регламенту видає Міністерство праці.

## 7.4. Аналіз ринкових можливостей запуску проекту

Таблиця 7.5 – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Енергозбереження та модернізація існуючого застарілого обладнання	Промислові підприємства, комунальні котельні	Високі ціни на електричну енергію для промисловості (1.82 грн/кВт·год), невисокі капітальні витрати, необхідність виводу застарілого обладнання з експлуатації	Простота експлуатації, висока ефективність, низька ціна на роботи з заміни економайзерів

Таблиця 7.6 – Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Неотримання кредиту	Відмова банків кредитувати проект	Пошук приватних інвесторів
2	Недостатня якість продукції	Виготовлені плоскоовальні труби з неповним оребренням недостатньої якості	Закупівля технологічного обладнання іноземного походження
3	Поява на ринку компанії з аналогічною продукцією	На ринку з'являється підприємство, що може виготовляти плоскоовальні труби з неповним оребренням	Перегляд політики ціноформування продукції, надання додаткових послуг з технічного обслуговування працюючих об'єктів

Таблиця 7.7 – Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Вихід на європейський ринок	Можливість реалізації продукції в Європі	Проведення сертифікації згідно «Системи управління якістю» ISO 9001. Залучення кредитів європейських банків
2	Розширення продукції	Введення у виробничу програму нових виробів	Закупівля додаткового технологічного обладнання
3	Співпраця з європейськими підприємствами	Удосконалення конструкції продукції, запуск маркетингової компанії в Європі	Збільшення реалізації продукції, розширення виробничих площ

Таблиця 7.8 – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
Тип конкуренції - чиста	Простий вхід на ринок	Підвищення якості продукції, автоматизація процесу виготовлення.
Рівень конкурентної боротьби - національний	Реалізація товарів як по всій Україні, так і за її межами	Розширення ринку збуту.
За галузевою ознакою - внутрішньогалузева	Даний тип продукції може виготовляти велика кількість підприємств	Підвищення технічних характеристик продукції.
Конкуренція за видами товарів – товарно-видова	Конвективні поверхні нагріву є у виробничій програмі більшості котельних заводів	Порівняно з конкурентами менша ціна продукції.
За характером конкурентних переваг - нецінова	Компаній, які виготовляють плоскоовальні труби з неповним оребренням на даний момент в Україні немає	Можливість бути ексклюзивним виробником даного типу поверхонь нагріву
За інтенсивністю – не марочна	Даний тип продукції більшість підприємств не виготовляє	Розробка обладнання під індивідуальне замовлення.

Як видно з таблиці на даний час на ринку існує велика кількість підприємств, які виготовляють аналогічну продукцію. Тому для того, щоб отримати конкурентну перевагу необхідно здешевити виробництво (застосовуючи машинний спосіб виробництва), розробляти та виготовляти обладнання під індивідуальне замовлення, що в свою чергу веде до раціонального використання виробничих ресурсів. Також слід відмітити, що обладнання з плоскоовальних труб з неповним оребренням на даний час на ринку ніхто промислово не виготовляє.

Таблиця 7.9 – Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
Складові аналізу	ТОВ МВВФ «Енергетик» Бийський котельний завод Кусинський літійно-машинобудівний завод	Гнучкі ціни. Законодавчі обмеження. Розмір капіталовкладень.	Змінні витрати постачальників. Концентрація постачальників.	Розмір закупівель. Рівень чутливості до зміни цін. Торгівельні знаки.	Лояльність споживачів Змінні витрати Ціна
Висновки	Інтенсивність доволі висока, тому що ринок споживачів обмежений.	- можливість входу на ринок доволі висока. - достатня кількість потенційних конкурентів. - вихід на ринок протягом 1 року	Постачальники впливають на ціну вихідної продукції і на терміни її виготовлення.	Є певна сезонність у рості і падінні обсягів продаж, це зумовлено тим, що на ремонт котельні переважно переводять у теплу пору року	На даному етапі обмежень немає з причини унікальності технології

З огляду на конкурентну складову, що наразі присутня на ринку, для рентабельності проекту необхідно здешевлювати виробництво продукції і робити акцент на виготовленні товару з принципово нових типів поверхонь нагріву, що робить їх унікальними в даному сегменті ринку.

Таблиця 7.10 – Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування
1	Унікальність технології	На сьогодні на ринку немає конкурентів з виробництва поверхонь нагріву з плоскоовальних труб з неповним обрешеченням
2	Низька ціна	Виробництво дешевше за рахунок впровадження системи автоматизації виготовлення
3	Індивідуальне виготовлення	Теплообмінні поверхні виготовляються під індивідуальне замовлення згідно тех. завдання

Таблиця 7.11 – Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін розробки конвективних поверхонь нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Унікальність технології	19		-2					
2	Низька ціна	15			-1				
3	Індивідуальне виготовлення	10				0			

Таблиця 7.12 – SWOT-аналіз стартап-проекту

<p><b>Сильні сторони (S):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Конкурентна ціна</li> <li>– Простий вихід на ринок</li> <li>– Широке коло споживачів</li> <li>– Низька собівартість</li> <li>– Проста технологія виготовлення</li> </ul>	<p><b>Слабкі сторони (W):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Висока конкуренція</li> <li>– Дороге перевезення</li> <li>– Для виготовлення потрібне спеціальне обладнання</li> <li>– Відсутність кваліфікованих кадрів</li> <li>– Дорога оренда виробничого цеху</li> </ul>
<p><b>Можливості (O):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Вихід на європейський ринок</li> <li>– Розширення лінійки потужності</li> <li>– Залучення іноземних інвестицій</li> <li>– Співпраця з науковими організаціями</li> <li>– Освоєння нових видів продукції</li> </ul>	<p><b>Загрози (T):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Відсутність реалізації</li> <li>– Невидача дозвільних документів</li> <li>– Невидача кредиту банком</li> <li>– Підвищення цін на матеріали</li> <li>– Відсутність потрібних комплектуючих</li> </ul>

Таблиця 7.13 – Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Отримання дозвільних документів	Середня	3-6 місяців
2	Рекламна кампанія	Середня	6 місяців
3	Участь у тендерах	Середня	3 місяців
4	Отримання кредиту від банку	Висока	2 місяці

Серед перелічених альтернатив у таблиці 7.13 для виходу на ринок стартап-проекту найкращою є отримання кредиту від банку, це прискорить закупівлю спеціального обладнання для виготовлення конвективних поверхонь нагріву на

основі плоскоовальних труб з неповним оребрением, дасть змогу створити Інтернет сайт продукції, та найняти на роботу кваліфікований персонал.

### 7.5. Розроблення ринкової стратегії проекту

Таблиця 7.14 – Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Промислові підприємства	Висока	Високий	Велика	Висока
2	Комунальні котельні	Висока	Високий	Велика	Висока

Цільовими групами споживачів, для яких пропонується товар є промислові підприємства та комунальні котельні. Для цих груп споживачів підходить масовий маркетинг, виходячи з того, що обладнання яке є в експлуатації в промислових підприємствах та комунальних котельнях схоже (парові та водогрійні котли середнього тиску).

Таблиця 7.15 – Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Пропонувати на ринку унікальну продукцію з використанням поверхонь нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним оребрением	Провести маркетингову кампанію акцентуючи увагу на унікальності продукції	Дані поверхні нагріву на сьогодні в Україні ніхто не виготовляє	Стратегія диференціації
2	Зменшити собівартість продукції на рахунок автоматизації процесу виготовлення обладнання	Пропонувати на ринку меншу ціну продукції порівняно з конкурентними аналогами	Людська праця досить дорога. При ручному виготовленні як правило суттєва перевитрата матеріалів	Стратегія лідерства по витратам

Таблиця 7.16 – Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?	Стратегія конкурентної поведінки
1	Так, економайзери з використанням поверхонь нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням на сьогодні не пропоную жодна компанія	Так, буде шукати і також пропонувати свою продукцію споживачам фірм-конкурентів	Ні	Флангова атака

Таблиця 7.17 – Визначення стратегії позиціонування

№ п/п	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкуренто-спроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту
1	Простота установки, невисока ціна, збільшений міжремонтний період.	Стратегія диференціації, стратегія лідерства по витратам.	Невисока ціна, унікальність обладнання, кращі технічні характеристики у порівнянні з конкурентами.	Ціна, унікальність, енергоефективність

## 7.6. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Таблиця 7.18 – Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами
1	Заміна застарілого обладнання	Зменшення масогабаритних характеристик обладнання.	Невисока ціна
2	Зменшення експлуатаційних витрат	За рахунок зменшеного опору економія електричної енергії на привід димососу і живильного насосу	Кращі тепло-аеродинамічні характеристики



Таблиця 7.19 – Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові
I. Товар за задумом	Зменшення масогабаритних характеристик обладнання, за рахунок зменшеного опору економія електричної енергії на привід димососу і живильного насосу.
II. Товар у реальному виконанні	Габарити та маса повністю відповідають умовам ж/д перевезення та перевезенням автомобільним транспортом; Економайзер виготовлено у блочному виконанні; Економайзер має сталевий каркас, який обшито декоративною обшивкою з назвою підприємства.
III. Товар із підкріпленням	До продажу – оригінальна упаковка з контактами підприємства.
	Після продажу – гарантійний ремонт, знижки при наступній купівлі продукції.
Від копіювання товар буде захищено патентом на корисну модель на використання поверхонь нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним орбренням, та реєстрацією торгової марки виробника даних поверхонь нагріву.	

Таблиця 7.20 – Визначення меж встановлення ціни

№ п/п	Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар
1	150000 грн	250000 грн	1000000 грн	130000-170000 грн

Таблиця 7.21 – Формування системи збуту

№ п/п	Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1	Обладнання великогабаритне, тому є необхідність використовувати великовантажні автомобілі	Доставка товару від місця виготовлення до споживача	Одна фірма	На перших етапах входження на ринок залучати до збуту відповідні фірми, які займаються логістикою., тому що ці організації несуть всю відповідальність за доставку. А купівля власного автотранспорту досить дорога

Таблиця 7.22 – Концепція маркетингових комунікацій

№ п/п	Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікації, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного звернення	Концепція рекламного звернення
1	Цільові клієнти в першу чергу надають перевагу підприємствам, які довго працюють на ринку і мають велику кількість референцій.	Виставки, семінари, конференції, Інтернет - сайт	Невисока ціна, унікальність обладнання, кращі технічні характеристики у порівнянні з конкурентами.	Акцентувати увагу на тому, що продукція унікальна та має кращі технічні характеристики у порівнянні з конкурентами.	Реклама продукції на виставках, конференціях, та на Інтернет - сайті

Маркетингова програма включає в себе рекламу продукції на спеціалізованих виставках, семінарах та конференціях. Обов'язково має бути Інтернет - сайт, на якому максимально має бути передано переваги на унікальність продукту у порівнянні з конкурентами. Також необхідно надрукувати рекламний каталог продукції та висилати його поштою потенційним клієнтам.

### 7.7. Висновки

В умовах ринкової економіки і жорсткої конкуренції для комерціалізації проекту необхідно, щоб продукція мала суттєві конкурентні переваги. Для цього необхідно виготовляти і впроваджувати принципово нову і більш ефективну концепцію реалізації стартап-проекту.

Сьогодні більшість промислових підприємств намагаються знизити свої внутрішні витрати, впроваджуючи нові енергоефективні технології. Тому поверхні нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням будуть користуватися активним попитом, тому що плоскоовальні труби мають кращі тепло-аеродинамічні показники ніж круглі, це дасть змогу споживачам знизити витрати електричної енергії на приводи живильних насосів та димососу. Використовуючи сучасні засоби автоматизації та виробництва продукції можна досягти її низької собівартості, що в

свою чергу, робить нижчу відпускну ціну обладнання.

Активна маркетингова діяльність під час профільних виставок, конференцій та семінарів дасть змогу виявити потенційних споживачів продукції та основних конкурентів.

## ВИСНОВКИ

У даній магістерській дисертації виконано дослідження підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь нагріву котлів малої потужності та запропоновані технічні рішення, як підвищити енергоефективність існуючих та нових котелень комунальних і промислових підприємств.

1. Виконані дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну шахових та коридорних пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним орєбренням в інтервалі значень геометричних і режимних параметрів:  $\psi=15-21,5$ ,  $S_1=64,5-135$  мм,  $S_2=53-120$  мм,  $Re_{d_1}=(3-20)\cdot 10^3$ . Отримані узагальнюючі залежності (3.2-3.6), які враховують вплив на інтенсивність теплообміну параметрів орєбрення труб та крокових характеристик пакетів. Похибка розрахункових залежностей складає не більше  $\pm(10-15)$  % для усіх пакетів.

2. Визначено дійсну ефективність пластинчастого ребра плоскоовальної труби. На ефективність ребра крім відомих параметрів впливає відносна довжина лінії контакту  $K_L$ . Для розрахунку коефіцієнта ефективності пластинчастого прямокутного ребра плоскоовальної труби запропоновані залежності (3.7), (3.8).

3. Проведені дослідження аеродинамічного опору шахових та коридорних пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним орєбренням. Для розрахунку аеродинамічного опору шахових пакетів запропоновані залежності (3.9–3.11), геометричні характеристики яких лежать у межах  $\psi=15-21,5$ ,  $S_1/S_2=0,99-2,55$ ; для коридорних пакетів - (3.9), (3.12), (3.13) ( $\psi=15-21,5$ ,  $S_1/S_2=0,55-1,76$ ) в області чисел Рейнольдса  $Re_{d_1}=(3-20)\cdot 10^3$ . Отримані розрахункові залежності мають похибку не більше  $\pm(15-20)$  % для усіх пакетів.

4. Виконано оцінку теплоаеродинамічної ефективності досліджених плоскоовальних орєбрених труб та проведено їх порівняння з відомими ребристими трубами круглого перетину. Основною перевагою плоскоовальної труби з неповним поперечним орєбренням є її низький аеродинамічний опір та висока ступінь розвитку

поверхні. Коридорні пакети плоскоовальних труб мають на 15–25 % гіршу теплоаеродинамічну ефективність та масогабаритні показники, ніж шахові. Аеродинамічний опір та інтенсивність теплообміну коридорних пакетів нижче ніж у шахових на 10–20 % і на 35-40 % відповідно.

5. За рахунок кращих теплоаеродинамічних характеристик маса блоку економайзера, виконаного з плоскоовальних оребрених труб при незмінних режимах роботи (графіках нагріву живильної води від 100 °С до 138 °С) у 3 рази менша ніж у сталюого гладкотрубного БВЭС-І-2, та у 8 разів менша ніж у оребреного чавунного ЭП2-94. По габаритним характеристикам економайзер з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням у 15 разів менший ніж економайзери БВЭС-І-2 та ЭП2-94.

6. Аеродинамічний опір оребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб у 2 рази менший ніж у БВЭС-І-2, в результаті чого необхідна потужність електродвигуна димососу для економайзера, виконаного з плоскоовальних труб з неповним оребренням становить 5.5 кВт, що на 2,1 кВт менше ніж у ЭП2-94 ( $N=7.6$  кВт) та на 6.8 кВт менше ніж у БВЭС-І-2 ( $N=12.3$  кВт), що в свою чергу веде до економії електроенергії і зменшує витрати на власне обслуговування.

7. Введення в виробничу програму виготовлення поверхонь нагріву з плоскоовальних труб з неповним оребренням для заміни блочних економайзерів на вже працюючих котельних веде до економії матеріалів виробництва та заробітної плати для працівників більше ніж у 5 разів.

8. Для існуючих котелень при заміні гладкотрубного економайзера типу БВЭС-І-2 на економайзер, який виготовлений з плоскоовальних труб з неповним оребренням за рахунок меншого аеродинамічного опору та зменшення потужності двигуна димососа веде до економії коштів у розмірі 99008 грн/рік. При заміні чавунного економайзера з квадратними ребрами економія становить 30576 грн/рік.

9. Для впровадження стартап-проекту з виготовлення поверхонь нагріву на основі плоскоовальних труб з неповним оребренням необхідно провести активну маркетингову кампанію на спеціалізованих виставках, конференціях та семінарах.

Акцентувати увагу споживачів на унікальності поверхонь нагріву, їх кращих теплоаеродинамічних характеристик у порівнянні з круглими трубам.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988.- 528 с.; ил.
2. Зыков А.К. Паровые и водогрейные котлы: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1987.- (Б-ка тепломонтажника). 128 с.; ил.
3. Бойко Е.А. Паровые котлы: Учеб. пособие для вузов - М.: Красноярский государственный технический университет, 2005. – 135 с.; ил.
4. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.: ил.
5. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев – М. Л.:Энергия, 1966. – 184 с.
6. Кэйс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
7. Brauer H. Mitt. Verein Grosskesselbesitzer / H.Brauer – 1961. – №73.- P. 260-276.
8. Ala Hasan Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air/Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission./P. 1-32.
9. Ala Hasan, Kai Sirén Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers// Applied Thermal Engineering.- V.24.- № 5-6.- 2004.- P. 777-790.
10. Илгарубис В.-А.С. Гидравлическое сопротивление и средняя теплоотдача компактных пучков из плоскоовальных ребристых труб / В.-А.С. Илгарубис, Р.В. Улинскас, А.В. Буткус//Труды АН Лит. ССР.–1987.–Серия 6. – т.1.– ( 158).–С. 49-56.
11. Min J. Numerical Analysis of Effects of Tube Shape on Performance of a Finned Tube Exchanger / J. Min, R. Webb // Journal of Enhanced Heat Transfer.- 2004.- V.11.- №1.- P.61-74.

12. Зозуля Н.В. Влияние перфорации поперечного пластинчатого оребрения овальных труб на интенсивность теплоотдачи / Н.В. Зозуля, А.А. Хавин, Б.Л. Калинин. – Киев: в сб.: Теплофизика и теплотехника. Изд.-во Наукова думка. – 1969. – вып.№15. – С. 70-72.
13. Юдин В.Ф. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля / В.Ф. Юдин, Е.Д. Федорович // Тепломассообмен – ММФ-92. Конвективный-ный тепломассообмен. Т.1, ч.1. – Минск: АНК ИТМО АНБ, 1992. – С.58-61.
14. Ota T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder / T. Ota, H. Nishiyama, Y. Taoka//International Journal of Heat and Mass Transfer.- 1984.-V.27.-№10.-P.1771–1779.
15. Ота Т. Теплообмен при обтекании tandemной пары эллиптических цилиндров / Т. Ота, И. Нисияма, С. Коминами, И. Сато//Теплопередача.–1986.-№3.-С.27-33.
16. Пиир А.Э. Исследование влияния профиля несущей трубы и формы поперечного ребра на энергомассовые характеристики аппарата воздушного охлаждения / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш / /Труды II Российской Национальной конференции по теплообмену. Москва, 1998. – т.6. Интенсификация теплообмена.–С. 178-180.
17. Лагутин А.Е. Экспериментальное исследование теплообмена и аэродинамики пучков труб с эллиптическим оребрением / А.Е. Лагутин, В.П. Чепуренко, А.Л. Пархоменко // Холодильная техника и технология: Республ. Межвед. Научно- техн. Сборник Киев: Техника. 1986.- Вып 42.- С. 8-13.
18. Письменный Е.Н. Конструктивные методы повышения теплоаэродинамической эффективности трубчатых поперечно-оребранных поверхностей нагрева. Часть 1 / Е.Н. Письменный // Промышленная теплотехника. – 1999. – Т.21. - №2-3.– С. 34-40.
19. Толубинский В.И. Коэффициенты теплоотдачи и аэродинамические сопротивления одиночных оребренных цилиндров в поперечном потоке воздуха / В.И. Толубинский, В.М. Легкий // Вопр. радиоэлектроники. Сер.1. Электроника. - 1964. - Вып. 9. - С. 114-120.
20. Urmalis Allbetrts Leistungsvermögen der Fächerrippenrohre und der Rohre mit glatten runden Rippen // Wärme. – 1979. – Band 85. – Heft 1. – S. 11-13.



21. Письменный Е.Н. Теплоаэродинамические характеристики шахматных пучков труб с гофрированным спирально-ленточным оребрением / Е.Н. Письменный, В.А. Рогачев, А.М. Терех, В.Д. Бурлей // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – №3/3(27). – С.11-15.
22. Eckels P.W. Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Finned Tube Bundles/P.W. Eckels, T.J. Rabas // Journ.of Heat Transfer. - 1985. - Vol.107. - P.205-213.
23. Sparrow E.M. Crossflow Heat Transfer for Tubes with Periodically Interrupted Annular Fins / E.M. Sparrow, T.A. Myrum // Int. Jour.of Heat and Mass Transfer. - 1985.- Vol.28. - N 2. - P.509-512.
24. Кокорев В.И. Результаты исследования теплообменных труб с разрезными поперечными ребрами /В.И. Кокорев, В.Г. Вишнеvский, С.М. Семенов// Теплоэнергетика. - 1978. - № 2. - С.35-37.
25. Мигай В.К. Теплообмен в поперечно-обтекаемых пучках труб с оребрением лепесткового типа/ В.К. Мигай, П.Г. Быстров, В.В. Федотов // Тяжелое машиностроение. – 1992. – №7. – С.8 - 10.
26. Таранян И.Г. Исследование влияния параметров оребрения на теплоотдачу и сопротивление шахматных пучков труб с поперечными гладкими и интегральными ребрами / И.Г. Таранян, Ф.М. Иохведов, В.Б. Кунтыш // Теплофизика высоких температур.- 1972.- Т.10.- №5.- С.1049-1054.
27. Кунтыш В.Б. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление пучков труб с поперечными разрезными ребрами / В.Б. Кунтыш, Ф.М. Иохведов // Холодильная техника.- 1968.-№6.- С.14-18.
28. Антуфьев В.М. Интенсификация теплообмена оребренных поверхностей при поперечном омывании / В.М. Антуфьев, Е.К. Гусев // Теплоэнергетика.-1968.-№7.-С. 31-34.
29. Иохведов Ф.М. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков труб с различной формой поперечного разрезного ребра / Ф.М. Иохведов, И.Г. Таранян, В.Б. Кунтыш // Энергомашиностроение.- 1975.- №11.- С.23-26.
30. Weierman C. Correlations Ease the Selection of Finned Tubes / C. Weierman // Oil and Gas Journal.- Vol.74.- N36.- P.94-100.

31. Кунтыш В.Б. Интенсификация теплоотдачи шахматных пучков труб периферийной насечкой спиральных ребер / В.Б. Кунтыш // Известия вузов. Энергетика. - 1993. - № 5-6. - С.111-117.
32. Кунтыш В.Б. Интенсификация теплоотдачи трубных пучков аппаратов воздушного охлаждения насечкой кромок спиральных накатных ребер / В.Б. Кунтыш, А.Э. Пиир // Известия вузов. Энергетика.- 1991.- №8.- С.111-115.
33. Кунтыш В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В.Б. Кунтыш, Н.М. Кузнецов – С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт – Петерб. отд., 1992. – 280 с.
34. Кунтыш В.Б. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно-обтекаемых коридорно-шахматных пучков из оребренных труб / В.Б. Кунтыш, Н.Н. Стенин // Теплоэнергетика.- 1993.- №2.- С.41-45.
35. Деклараційний патент на корисну модель 4781 Україна, 7 F28F1/12. Теплообмінна труба/ Письменный С.М., Терех О.М., Рогачов В.А., Бурлей В.Д.; заявник та володар деклараційного патенту НТУУ „КПІ”. – 20040503523; заявл. 11.05.2004; опубл. 15.02.2005. Бюл. №2.
36. Патент на корисну модель 25025 Україна, МПК F28F1/12. Теплообмінна труба/ Письменный С.М., Терех О.М., Рогачов В.А., Бурлей В.Д.; заявник та володар деклараційного патенту НТУУ „КПІ”. – u200702332; заявл. 03.03.2007; опубл. 25.07.2007. Бюл. №11.
37. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-орбренных труб / Е.Н. Письменный – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.
38. Письменный Е.Н. Новые эффективные развитые поверхности теплообмена для решения задач энерго – и ресурсосбережения / Е.Н. Письменный // Пром. теплотехника. – 2007. – Т.29. – №5.– С. 7-16.
39. Багрий П.И. Сравнение тепловой эффективности шахматных пучков поперечно-орбренных труб различного профиля / П.И. Багрий, А.М. Терех, В.А. Рогачев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – №6/5 (30). – С.51-56.

40. Юдин В.Ф. Теплоотдача и сопротивление пучков оребренных труб с различными высотами и шагами ребер при больших числах  $Re$  / В.Ф. Юдин, Л.С. Тохтарова // Энергомашиностроение. – 1972. - №12. – С. 21-23.
41. Юдин В.Ф. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб / В.Ф. Юдин, Л.С. Тохтарова // Энергомашиностроение. – 1974. - № 1. – С. 19 - 21.
42. Стасюлявичюс Ю.К. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб / Ю.К. Стасюлявичюс, А.Ю. Скринска – Вильнюс:Минтис, 1974. – 243 с.
43. Kondjoyan A. Effects of free stream turbulence intensity on heat and mass transfer at the surface of a circular cylinder and an elliptical cylinder axis ratio 4/A. Kondjoyan, J.D. Daudin // International Journal of Heat and Mass Transfer.- 1995.- V. 38.- № 10.- P. 1735–1749.
44. Касандрова О.Н. Обработка результатов наблюдений/ О.Н. Касандрова, В.В. Лебедев – М.: Наука, 1970. – 104 с.
45. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин / А.Н. Зайдель – Л.: Наука, 1974. – 108 с.
46. Гутер Р.С. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта / Р.С. Гутер, Б.В. Овчинский – М.: Наука, 1970. – 432 с.
47. Повх Н.П. Аэродинамический эксперимент в машиностроении / Н.П. Повх – Л.: Машиностроение. – 1974. – 477 с.
48. Соловьев В.А. Элементарные методы обработки результатов измерений / В.А. Соловьев, В.Е. Яхонтова – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та. 1977. – 72 с.
49. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. 256 с. с ил.
50. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с., ил.
51. Роддатис К.Ф., Полтарецкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности / Под ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.: ил.
52. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под

ред. С.И. Мочана. Изд. 3-е. Л., «Энергия», 1977.

53. Бойко Е.А. Котельные установки и парогенераторы. Аэродинамический расчет котельных установок / Е.А. Бойко, И.С. Деринг, Т.И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.

54. СНиП II-35-76 с дополнениями 85, 88 и 94 гг. “Котельные установки. Нормы проектирования” - М. : Госстрой России, 2000. – 7 с.

55. ГОСТ 12.1.005-88. ССБТ. “Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны” - М. : Изд-во стандартов, 2000. – 49 с.

56. СНиП П-4-79 «Естественное и искусственное освещение.

## ДОДАТКИ

ДОДАТОК А  
ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДКВР-2,5-1,3Г ТА ВОДЯНИХ  
ЕКОНОМАЙЗЕРІВ

1 Тепловий розрахунок типової конструкції парового котла ДКВр-2,5-1,3Г

Для теплового розрахунку використаємо формули та методику, яка викладена в [49]. Креслення загального вигляду котла зображено на рисунку 1.1

1.1 Вихідні дані

Таблиця 1.1 Вихідні дані

Прототип	Е-2.5-1.3
Паливо	Природний газ
Паропродуктивність $D$ , т/год, кг/с	2.5; 0,69
Тиск насиченої пари $P_{н.п.}$ , МПа	1.3
Температура насиченої пари $t_{н.п.}$ , °С	195
Температура димових газів на виході з котельної установки $\vartheta_{від.к.}$ , °С	253
Температура живильної води на вході в котел $t_{ж.в.}$ , °С	100
Температура повітря в навколишньому середовищі $t_{х.пов}$ , °С	30

Таблиця 1.2 – Розрахункові характеристики палива (Табл. IV [49])

№пп	Марка	Робоча маса палива					Нижча теплота згорання, МДж/кг
		$CH_4$	$C_2H_6$	$C_3H_8$	$N_2$	Інші гази	$Q_n^p$
1	Г	98.9	0.12	0.01	1	0.07	35.59

## 1.2 Розрахунок теоретичного об'єму повітря і димових газів

Таблиця 1.3 – Теоретичні об'єми газів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Теоретичний об'єм сухого повітря	$V_{\text{пов}}^0$	$\frac{M^3}{M^3}$	$0.0476 \cdot \left[ 0.5 \cdot CO + 0.5 \cdot H_2 + 1.5 \cdot H_2S + \Sigma \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] =$ $0.0476 \cdot [0.5 \cdot 0 + 0.5 \cdot 0 + 1.5 \cdot 0 + 2 \cdot 98.9 + 3.5 \cdot 0.12 + 5 \cdot 0.01 - 0]$	9.44
Теоретичний об'єм азоту	$V_{0.N_2}^n$	$\frac{M^3}{M^3}$	$0.79 \cdot V^0 + \frac{N^p}{100} = 0.79 \cdot 9.44 + \frac{1}{100}$	7.47
Теоретичний об'єм трьохатомних газів	$V_{0.RO_2}^n$	$\frac{M^3}{M^3}$	$0.01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n) =$ $= 0.01 \cdot (0.14 + 0 + 0 + 1 \cdot 98.9 + 2 \cdot 0.12 + 3 \cdot 0.01)$	0.99
Теоретичний об'єм водяної пари	$V_{0.H_2O}^n$	$\frac{M^3}{M^3}$	$0.01 \cdot \left( \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n + H_2S + H_2 + 0.124 \cdot d_n + 1.61 \cdot V_0 \right) =$ $= 0.01 \cdot (2 \cdot 98.9 + 3 \cdot 0.12 + 4 \cdot 0.01 + 1.61 \cdot 9.44)$	2.13
Теоретичний об'єм продуктів згорання	$V_c^0$	$\frac{M^3}{M^3}$	$V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} = 0.99 + 2.13 + 7.47$	10.59

## 1.3 Розрахунок коефіцієнтів надлишку повітря та присосів

Згідно [49] приймаємо надлишок повітря для спалювання газу  $\alpha=1,05$ . Дана конструкція котла зроблена газоцільною, отже присосків повітря по тракту котла немає.

## 1.4 Розрахунок дійсних об'ємів газів, об'ємні доли газів

Таблиця 1.4 – Дійсні об'єми димових газів

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Дійсний об'єм водяних парів	$V_{H_2O}$	$\frac{M^3}{M^3}$	$V_{H_2O}^0 + 0.0161 \cdot (\alpha_{\text{сп}} - 1) \cdot V^0 =$ $= 2.13 + 0.0161 \cdot (1.05 - 1) \cdot 9.44$	2.13

## Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4	5
Повний об'єм газів	$V_z$	$\frac{M^3}{M^3}$	$V_{RO_2}^H + V_{0.N_2}^H + V_{H_2O}^H + (\alpha_{cp} - 1) \cdot V^0 =$ $= 0.99 + 7.47 + 2.13 + (1.05 - 1) \cdot 9,44$	11.07
Об'ємна частка $RO_2$	$r_{RO_2}$	-	$\frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{0.99}{11.07}$	0.09
Об'ємна частка $HO_2$	$r_{H_2O}$	-	$\frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{2.13}{11.07}$	0.19
Сумарна частка $RO_2$ та $H_2O$	$r_z$	-	$r_{RO_2} + r_{HO_2} = 0.09 + 0.19$	0.28

## 1.5 Ентальпії газів

Ентальпії об'ємів повітря і продуктів згорання визначаються за формулами:

$$I_{пов}^0 = V^0 \cdot (cv)_{пов}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.1)$$

$$I_z^0 = V_{RO_2}^0 \cdot (cv)_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot (cv)_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot (cv)_{H_2O}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (4.2)$$

Таблиця 1.5 – Ентальпії продуктів згорання у частинах газового тракту

$\vartheta, ^\circ C$	$I_z^0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$I_{пов}^0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$I_z, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
1	2	3	4
100	1463	1253	1525.65
200	2955	2521	3081.05
400	6057	5117	6312.85
600	9324	7836	9715.8
800	12746	10659	13278.95
1000	16314	13576	16992.8
1200	19973	16559	20800.95
1400	23579	19599	24558.95
1600	27503	22686	28637.3
1800	31398	25792	32687.6
2000	35329	28945	36776.25
2200	39302	32117	40907.85



Діаграма ентальпій продуктів згорання зображено на рисунку 1.1

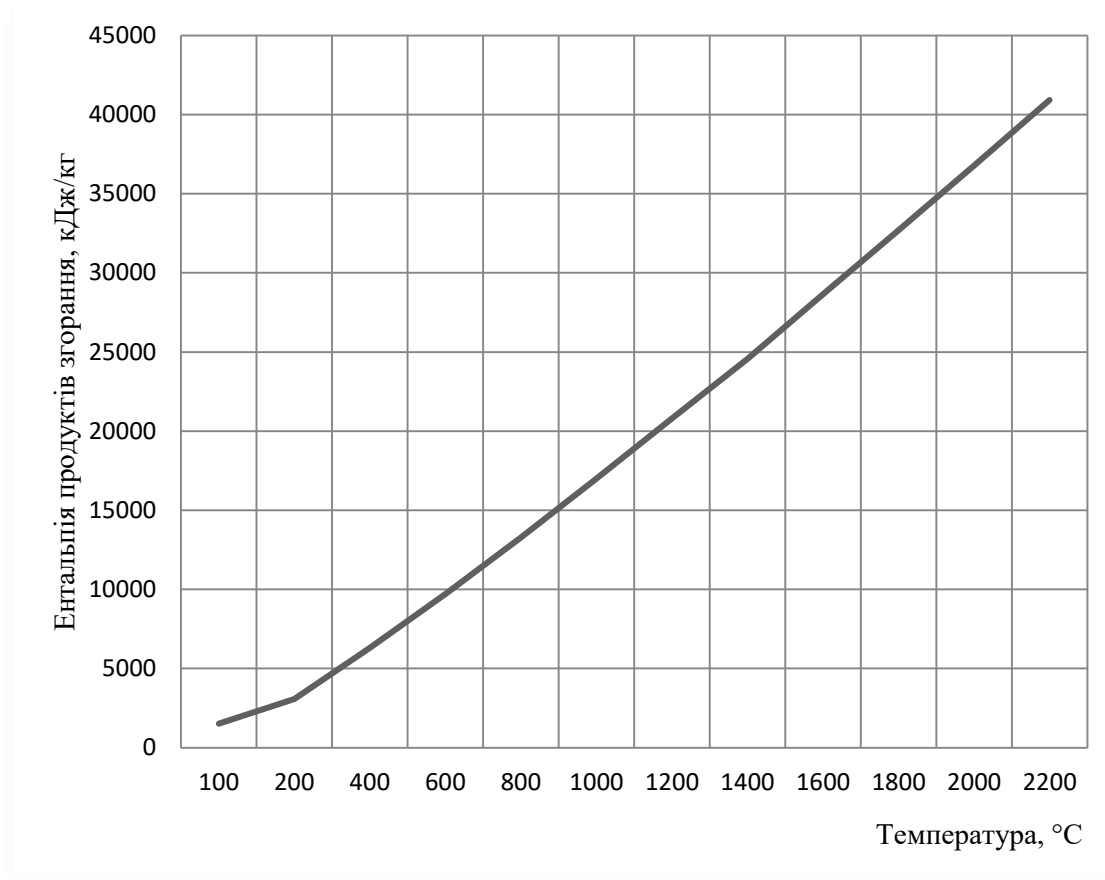


Рисунок 1.1 - Діаграма ентальпій продуктів згорання

## 1.6 Тепловий баланс котельного агрегату

Таблиця 1.6 – Тепловий баланс котельного агрегату

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Нижча теплота згорання газу	$Q_p^n$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Таблиця 2.2	35590
Температура продуктів згорання на виході з котла	$\vartheta_{\text{від}}$	°C	Згідно завдання	253
Ентальпія продуктів згорання на виході з котла	$I_{\text{від}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta_{\text{вх}})$	3937.477
Температура навколишнього середовища	$t_{\text{х.пов}}$	°C	Таблиця 2.2	30

Продовження таблиці 1.6

1	2	3	4	5
Ентальпія навколишнього середовища	$I_{x.лов}$	$\frac{кДж}{кг}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(t_{x.лов})$	352
Втрата тепла з хімічним недопалом	$q_3$	%	$f(D)$ , Таблиця XX [49]	0,025
Втрата тепла з механічним недопалом	$q_4$	%	$f(D)$ , Таблиця XX [49]	0,025
Втрата тепла з вихідними газами	$q_2$	%	$\frac{(I_{вих} - \alpha \cdot I_{x.лов}) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^H} =$ $= \frac{(3937.477 - 1.05 \cdot 352) \cdot (100 - 0.025)}{35590}$	9,9
Втрата теплоти від зовнішнього охолодження	$q_5$	%	$f(D_{нт})$ рис. 5.1 стор. 30 [49]	0.7
Сумарні втрати тепла у котлі	$\sum q$	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 9.9 + 0.025 + 0.025 + 0.7$	10.65
ККД котельного агрегату	$\eta_{пк}$	%	$100 - \sum q = 100 - 10.65$	89.35
Витрата пари	$D$	кг/с	Таблиця 3.2	0.694
Ентальпія насиченої пари	$i_n$	$\frac{кДж}{кг}$	$f(P_{ж.в} = 1.3 МПа)$ Таблиця XXIII [49]	2789
Ентальпія живильної води	$i_{ж.в}$	$\frac{кДж}{кг}$	$f(t_{ж.в} = 100^\circ C; P_{ж.в} = 1.3 МПа)$ Таблиця XXIV [49]	589.9
Корисно використане тепло	$Q_k$	кВт	$D \cdot (i_n - i_{ж.в}) = 0.694 \cdot (2789 - 589.9)$	1527.15
Витрата палива	$B$	$\frac{м^3}{с}$	$\frac{Q_k}{\frac{Q_p^H \cdot \eta}{100}} = \frac{1527.15}{\frac{35590 \cdot 89.35}{100}}$	0.048
Коефіцієнт збереження тепла	$\phi$	-	$1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{пк}} = 1 - \frac{0.7}{0.7 + 89.35}$	0.99

## 1.7 Конструктивні характеристики топки

Переріз топки котла в горизонтальній площині зображено на рисунку 4.2

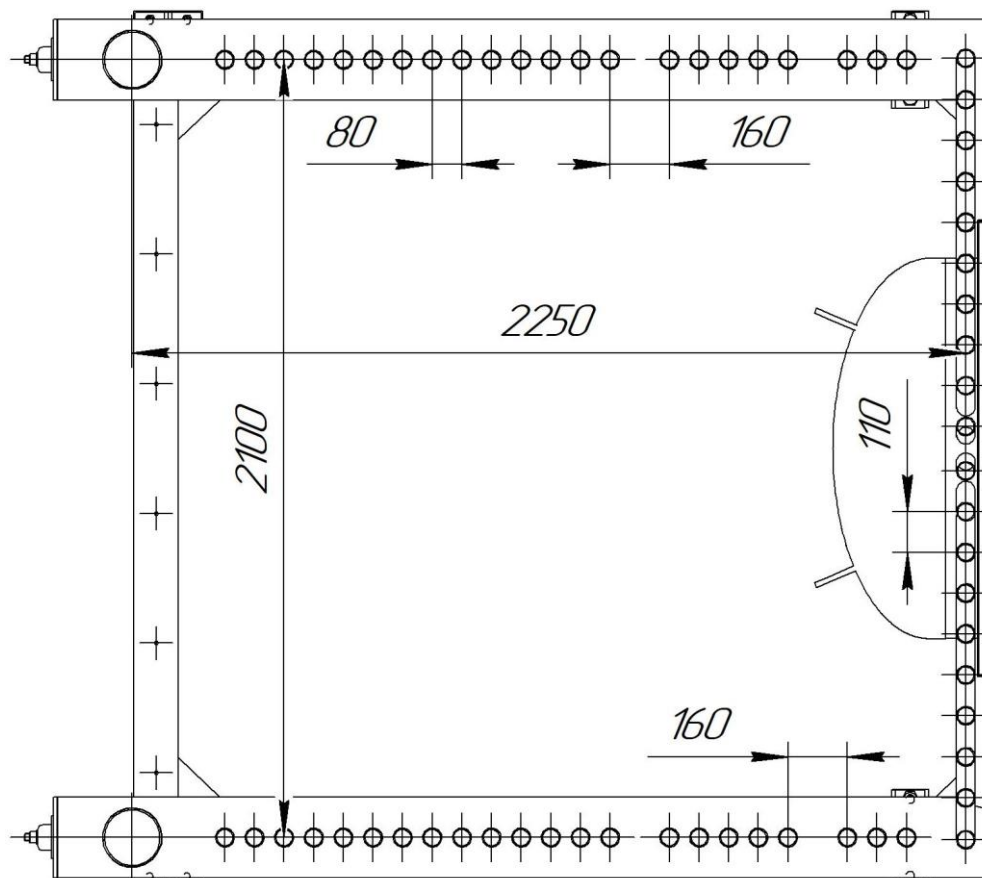


Рисунок 1.2 - Переріз топки котла в горизонтальній площині

Таблиця 1.7 – Конструктивні характеристики топки

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Площа стін топки	$F_m$	$m^2$	Конструктив котла	17.31
Об'єм топки	$V_m$	$m^3$		11.29

## 1.8 Розрахунок теплообміну в топці

Таблиця 1.8 – Тепловий розрахунок топкової камери

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Ефективна товщина випромінюючого шару	$S$	$m$	$\frac{3.6 \cdot V_m}{F_m} = \frac{3.6 \cdot 11.29}{17.29}$	2.34
Кутовий коефіцієнт для екранів	$\chi_{ек}$	-	Приймаємо. [49] номогр., а)	1
Променесприймаюча поверхня топки відкритих екранів	$H_{np}$	$m^2$	$F_{cm} \cdot \chi_{ек} = 17.31 \cdot 1$	17.29
Коефіцієнт зниження теплосприйняття відкритих екранів	$\zeta_e$	-	Таблиця 6.3 [49]	0.65
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{cp}$	-	$\frac{H_{np} \cdot \zeta_e}{F_m} = \frac{17.31 \cdot 0.65}{17.31}$	0.65
Параметр забаластованості топкових газів	$r_v$	$\frac{m^3}{m^3}$	$\frac{V_z}{V_{0RO_2} + V_{0N_2}} = \frac{11.07}{0.99 + 7.47}$	1.31
Тиск в топці котла	$P$	$MПа$	Приблизно атмосферний	0.1
Коефіцієнт $M_0$	$M_0$	-	Приймаємо, стор. 40 [49]	0.4
Відносна висота установки пальника	$x_r$	-	Конструктив топки	0.2
Параметр $M$	$M$	-	$M_0 \cdot (1 - 0.4 \cdot x_r) \cdot r_v^{0.33} = 0.4 \cdot (1 - 0.4 \cdot 0.2) \cdot 1.31^{0.33}$	0.4
Тепло, яке вноситься в топку повітрям	$Q_n$	$кВт$	$\alpha_m \cdot I_{x.нов} = 1.05 \cdot 352$	369.6
Корисне тепловиділення в топці	$Q_m$	$кВт$	$\frac{Q_p \cdot (100 - q_3 - q_4)}{100 - q_4} + Q_n = \frac{35590 \cdot (100 - 0.025 - 0.025)}{100 - 0.025} + 369.6$	35950.7
Адіабатична температура горіння	$T_a$	$K$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(Q_m)$	1959.61
Прийнята температура на виході з топки	$\vartheta_m''$	$^{\circ}C$	Приймаємо	800
Прийнята температура на виході з топки	$T_m''$	$K$	$\vartheta_m'' + 273 = 800 + 273$	1073

Продовження таблиці 1.8

1	2	3	4	5
Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання	$k_r$	$\frac{1}{m \cdot \text{МПа}}$	$\left( \frac{7.8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot T_m'') \cdot r_n =$ $= \left( \frac{7.8 + 16 \cdot 0.193}{\sqrt{10 \cdot 0.1013 \cdot 0.282 \cdot 2.349}} - 1 \right) \times$ $\times (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot 1073) \cdot 0.282$	2.106
Співвідношення С та Н у робочій масі горючого	$\frac{C^r}{H^r}$	-	$\frac{0.12 \cdot 1 \cdot 100}{4}$	3
Коефіцієнт поглинання променів частинками сажі	$k_c$	$\frac{1}{m \cdot \text{МПа}}$	$\frac{1,2}{1 + \alpha_m^2} \cdot \left( \frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_m'' - 0,5) =$ $= \frac{1,2}{1 + 1,05^2} \cdot 3^{0,4} (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1073 - 0,5)$	1.077
Коефіцієнт m	$m$	-	Стор. 38 [49]	0.3
Коефіцієнт поглинання топкового середовища	$k$	$\frac{1}{m \cdot \text{МПа}}$	$k_r + m \cdot k_c = 2.106 + 0.1 \cdot 1.077$	2.21
Критерій Бугера	$Bu$	-	$k \cdot p \cdot s = 2.21 \cdot 0.1 \cdot 2.34$	0.52
Ентальпія газів на виході з топки	$I_m''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta_m'')$	13279.8
Кількість тепла сприйнятого в топці	$Q_{\text{л}}$	$\text{кВт}$	$\varphi \cdot (Q_m - I_m'') =$ $= 0.99 \cdot (35950.7 - 13279.8)$	22494.515
Ефективне значення критерія Бугера	$\tilde{B}\tilde{u}$	-	$1.6 \cdot \ln \cdot \left[ \frac{1.4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1.4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right] =$ $= 1.6 \cdot \ln \cdot \left[ \frac{1.4 \cdot 0.52^2 + 0.52 + 2}{1.4 \cdot 0.52^2 - 0.52 + 2} \right]$	0.711
Середня сумарна теплоємність продуктів згорання	$(Vc)_{cp}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{Q_m - I_m''}{T_a - T_m''} = \frac{35950.7 - 13279.8}{1959.617 - 1073}$	25.57
Розрахункова температура газів на виході з топки	$\vartheta_m''$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{T_a}{1 + M \cdot \tilde{B}\tilde{u}^{0.3} \cdot \left[ \frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ct} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (VC)_{cp}} \right]^{0.6}} - 273 =$ $= \frac{1959.617}{1 + 0.4 \cdot 0.71^{0.3}} \times$ $\times \frac{1}{\left[ \frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot 0.65 \cdot 17.31 \cdot 1959.617^3}{0.99 \cdot 0.048 \cdot 25.57} \right]^{0.6}} - 273$	800.04

## 1.9 Розрахунок конвективного газоходу 1-ого ходу

Таблиця 1.9 – Конструктивні характеристики газоходу 1-ого ходу

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труб	$d$	$m$	Конструктив котла	0.051
Товщина стінки труби	$\delta$	$m$		0.003
Поперечний крок труб	$S_1$	$m$		0.1
Повздовжній крок труб	$S_2$	$m$		0.11
Площа живого перетину для проходу газів	$F_2$	$m^2$		0.42
Площа поверхні нагріву	$H$	$m^2$		25.44
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d} = \frac{0.1}{0.051}$	1.96
Відносний поздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d} = \frac{0.11}{0.051}$	2.15

Схему омивання димовими газами котельного пучка зображено на рисунку 1.3

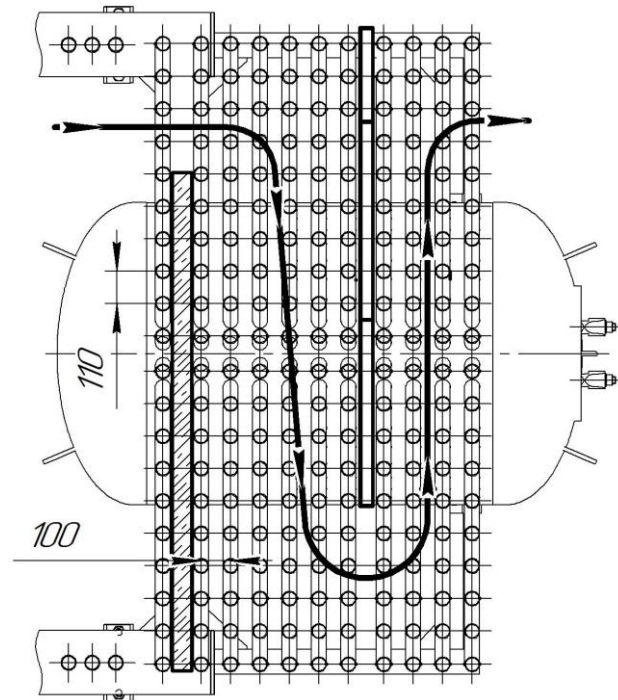


Рисунок 1.3 - Схема омивання димовими газами котельного пучка

Як видно зі схеми, омивання газами котельного пучка змішане, в зв'язку з цим, розрахунок конвективного пучка зробимо за усередненим коефіцієнтом тепловіддачі конвекцією. Усереднений коефіцієнт тепловіддачі конвекцією дорівнює середньому арифметичному коефіцієнту тепловіддачі конвекцією при коридорному омиванні пучка газами і коефіцієнтом тепловіддачі конвекцією при шаховому омиванні пучка газами.

### 1.10 Розрахунок теплообміну конвективного газоходу 1-ого ходу

Таблиця 1.10 – Розрахунок теплообміну конвективного газоходу 1-ого ходу

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Температура продуктів згорання на вході в поверхню нагріву	$\mathcal{G}'$	$^{\circ}\text{C}$	$\mathcal{G}'_m$	800
Ентальпія продуктів згорання на вході в поверхню нагріву	$I'$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$I'_m$	13279.8
Температура продуктів згорання на виході з поверхні нагріву	$\mathcal{G}''$	$^{\circ}\text{C}$	Приймаємо	336
Ентальпія продуктів згорання на виході з поверхні нагріву	$I''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$I, \mathcal{G}$ – таблиця $f(\mathcal{G}'')$	5278.67
Середня температура продуктів згорання в поверхні нагріву	$\mathcal{G}_{cp}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\mathcal{G}' + \mathcal{G}''}{2} = \frac{800 + 336}{2}$	568
Середня температура продуктів згорання в поверхні нагріву	$T_{cp}$	$\text{K}$	$\mathcal{G}_{cp} + 273 = 568 + 273$	841
Кількість тепла, відданого газами в поверхні нагріву	$Q_{\delta}$	$\text{кВт}$	$\varphi \cdot (I' - I'') = 0.99 \cdot (13279.8 - 5278.67)$	7938.88
Температура теплоносія в трубах поверхні нагріву	$t_{cp}$	$^{\circ}\text{C}$	$f(P_{жсв} = 1.3 \text{ МПа})$ Таблиця XXIII [49]	195
Температурний перепад більший	$\Delta t_{\delta}$	$^{\circ}\text{C}$	$\mathcal{G}' - t_{cp} = 800 - 195$	605
Температурний перепад менший	$\Delta t_m$	$^{\circ}\text{C}$	$\mathcal{G}'' - t_{cp} = 336 - 195$	141
Середній температурний напір в поверхні нагріву	$\Delta t$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{t_{\delta} - t_m}{\ln\left(\frac{t_{\delta}}{t_m}\right)} = \frac{605 - 141}{\ln\left(\frac{605}{141}\right)}$	318.59
Швидкість продуктів згорання в поверхні нагріву	$w_{\mathcal{G}}$	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{B \cdot V_{\mathcal{G}} \cdot (\mathcal{G}_{cp} + 273)}{F_{\mathcal{G}} \cdot 273} = \frac{0,048 \cdot 10.6 \cdot (568 + 273)}{0.42 \cdot 273}$	3.71

Продовження таблиці 1.10

1	2	3	4	5
Коефіцієнт використання поверхні	$\xi$	-	Пункт 7-41 [49]	0.95
Ступінь чорноти забруднених стінок	$a_z$	-	Пункт 7-35 [49]	0.8
Перепад температури на забрудненнях	$\Delta t_z$	°C	Пункт 7-39 [49]	25
Поправка на компоновку пучка для коридорного розташування труб	$C_{sk}$	-	$f(\sigma_1, \sigma_2)$ Пункт 7-19 [49]	0.989
Поправка на компоновку пучка для шахового розташування труб	$C_{su}$	-	$f(\sigma_1, \sigma_2)$ Пункт 7-20 [49]	0.946
Поправка на число рядів труб по ходу газів для коридорного розташування труб	$C_{zk}$	-	$f(z_2)$ Пункт 7-19 [49]	1
Поправка на число рядів труб по ходу газів для шахового розташування труб	$C_{zu}$	-	$f(z_2, \sigma_1)$ Пункт 7-20 [49]	1
Поправки для перерахунку фізичних характеристик димових газів середнього складу на заданий	$M_v$	-	$f(g_{cp}, r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	0.987
	$M_\lambda$	-		0.971
	$M_{Pr}$	-	$f(r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	0.982
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів середнього складу	$\nu_2$	$\frac{m^2}{c}$	$f(g_{cp})$ Таблица VI [49]	$1.051 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів середнього складу	$\lambda_2$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$f(g_{cp})$ Таблица VI [49]	$8.157 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля димових газів середнього складу	$Pr_2$	-		0.601
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів	$\nu$	$\frac{m^2}{c}$	$M_v \cdot \nu_2 = 0.987 \cdot 1.051 \cdot 10^{-4}$	$104 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів	$\lambda$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$M_\lambda \cdot \lambda_2 = 0.971 \cdot 8.157 \cdot 10^{-2}$	$7.921 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля для димових газів	$Pr$	-	$M_{Pr} \cdot Pr_2 = 0.982 \cdot 0.601$	0.59
Ефективна товщина випромінюючого шару	$s$	$m$	$0.9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1\right) =$ $= 0.9 \cdot 0.051 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot 1.96 \cdot 2.15 - 1\right)$	0.201
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні коридорного гладкотрубного пучка	$акк$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.2 \cdot C_{sk} \cdot C_{zk} \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_2 \cdot d}{\nu}\right)^{0.65} \cdot Pr^{0.33} =$ $= 0.2 \cdot 0.989 \cdot 1 \cdot \frac{7.9 \cdot 10^{-2}}{0.051} \cdot \left(\frac{3.71 \cdot 0.051}{104 \cdot 10^{-6}}\right)^{0.65} \cdot 0.59^{0.33}$	34.01



Продовження таблиці 1.10

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні шахового гладкотрубного пучка	$a_{\kappa_{\text{ки}}}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.36 \cdot C_{\text{су}} \cdot C_{\text{зу}} \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_2 \cdot d}{\nu}\right)^{0.6} \cdot \text{Pr}^{0.33} =$ $= 0.36 \cdot 0.946 \cdot 1 \cdot \frac{7.9 \cdot 10^{-2}}{0.051} \cdot \left(\frac{3.71 \cdot 0.051}{104 \cdot 10^{-6}}\right)^{0.6} \cdot 0.59^{0.33}$	40.23
Середній коефіцієнт тепловіддачі конвекцією в поверхні нагріву	$a_{\kappa}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{\alpha_{\kappa\kappa} + \alpha_{\kappa_{\text{ки}}}}{2} = \frac{34.01 + 40.23}{2}$	37.12
Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання	$k$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$\left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot S}} - 1\right) \cdot (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{cp}}) \cdot r_n =$ $= \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.193}{\sqrt{10 \cdot 0.1013 \cdot 0.282 \cdot 0.201}} - 1\right) \times$ $\times (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot 841.02) \cdot 0.282$	8.69
Ступінь чорноти потоку газів	$a$	-	$1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{8.69 \cdot 0.1 \cdot 0.201}$	0.16
Температура забрудненої стінки	$T_3$	$К$	$t_{\text{cp}} + \Delta t_3 + 273 = 195 + 25 + 273$	493
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_l$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{cp}}}\right)^{3.6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{cp}}}} =$ $= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.16 \cdot 493 \cdot \frac{1 - \left(\frac{493}{841}\right)^{3.6}}{1 - \frac{493}{841}}$	10.05
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби	$\alpha_l$	-	$\xi \cdot (\alpha_{\kappa} + \alpha_l) = 0.95 \cdot (37.12 + 10.05)$	44.81
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	-	Таблиця 7-4 [49]	0.6
Коефіцієнт теплопередачі	$k$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$\psi \cdot \alpha_l = 0.6 \cdot 44.81$	26.89
Теплосприйняття поверхні нагріву по рівнянню теплообміну	$Q_m$	$кВт$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B} = \frac{26.89 \cdot 44.51 \cdot 318.59}{0.048}$	7934.67
Похибка в розрахунку	$\Delta$	%	$\left \frac{Q_{\text{б}} - Q_m}{Q_{\text{б}}}\right  \cdot 100\% = \left \frac{7938.8 - 7934.6}{7938.8}\right  \cdot 100\%$	0,053

## 1.11 Розрахунок конвективного газоходу 2-ого ходу

Таблиця 1.11 – Конструктивні характеристики газоходу 2-ого ходу

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труб	$d$	$m$	Конструктив котла	0.051
Товщина стінки труби	$\delta$	$m$		0.003
Площа живого перетину для проходу газів	$F_z$	$m^2$		0.24
Поперечний крок труб	$S_1$	$m$		0.1
Повздовжній крок труб	$S_2$	$m$		0.11
Площа поверхні нагріву	$H$	$m^2$		25.44
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d} = \frac{0.1}{0.051}$	1.96
Відносний поздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d} = \frac{0.11}{0.051}$	2.15

## 1.12 Розрахунок теплообміну конвективного газоходу 2-ого ходу

Таблиця 1.12 – Розрахунок теплообміну конвективного газоходу 2-ого ходу

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Температура продуктів згорання на вході в поверхню нагріву	$\vartheta'$	$^{\circ}C$	$\vartheta''$	336
Ентальпія продуктів згорання на вході в поверхню нагріву	$I'$	$\frac{kJ}{kg}$	$I''$	5278.67
Температура продуктів згорання на виході з поверхні нагріву	$\vartheta''$	$^{\circ}C$	$\vartheta_{від.к}$	253.95
Ентальпія продуктів згорання на виході з поверхні нагріву	$I''$	$\frac{kJ}{kg}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta_{yx})$	3952.82
Середня температура продуктів згорання в поверхні нагріву	$\vartheta_{cp}$	$^{\circ}C$	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} = \frac{336 + 253.95}{2}$	294.97
Середня температура продуктів згорання в поверхні нагріву	$T_{cp}$	$K$	$\vartheta_{cp} + 273 = 294.97 + 273$	568
Кількість тепла, відданого газами в поверхні нагріву	$Q_6$	$\frac{kJ}{m^3}$	$\varphi \cdot (I' - I'') = 0.99 \cdot (5278.67 - 3952.82)$	1315.5

Продовження таблиці 1.12

1	2	3	4	5
Температура теплоносія в трубах поверхні нагріву	$t_{cp}$	°C	$f(P_{жсв} = 1.3 \text{ МПа})$ Таблиця XXIII [49]	195
Температурний перепад більший	$\Delta t_{\delta}$	°C	$\vartheta' - t_{cp} = 336 - 195$	141
Температурний перепад менший	$\Delta t_{\mu}$	°C	$\vartheta'' - t_{cp} = 253.95 - 195$	58.95
Середній температурний напір в поверхні нагріву	$\Delta t$	°C	$\frac{t_{\delta} - t_{\mu}}{\ln(\frac{t_{\delta}}{t_{\mu}})} = \frac{141 - 125.57}{\ln(\frac{141}{125.57})}$	94.08
Швидкість продуктів згорання в поверхні нагріву	$w_z$	$\frac{m}{c}$	$\frac{B \cdot V_z \cdot (\vartheta_{cp} + 273)}{F_z \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (294.97 + 273)}{0.24 \cdot 273}$	4.38
Коефіцієнт використання поверхні	$\xi$	-	Пункт 7-41 [49]	0.95
Ступінь чорноти забруднених стінок	$a_z$	-	Пункт 7-35 [49]	0.8
Перепад температури на забрудненнях	$\Delta t_z$	°C	Пункт 7-39 [49]	25
Поправка на компоновку пучка для коридорного розташування труб	$C_{sk}$	-	$f(\sigma_1, \sigma_2)$ Пункт 7-19 [49]	0.989
Поправка на компоновку пучка для шахового розташування труб	$C_{su}$	-	$f(\sigma_1, \sigma_2)$ Пункт 7-20 [49]	0.946
Поправка на число рядів труб по ходу газів для коридорного розташування труб	$C_{zk}$	-	$f(z_2)$ Пункт 7-19 [49]	1
Поправка на число рядів труб по ходу газів для шахового розташування труб	$C_{zu}$	-	$f(z_2, \sigma_1)$ Пункт 7-20 [49]	1
Поправки для перерахунку фізичних характеристик димових газів середнього складу на заданий	$M_v$	-	$f(\vartheta_{cp}, r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	0.989
	$M_{\lambda}$	-		0.978
	$M_{Pr}$	-		$f(r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів середнього складу	$\nu_z$	$\frac{m^2}{c}$	$f(\vartheta_{cp})$ Таблиця VI [49]	$1.051 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів середнього складу	$\lambda_z$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$		$8.157 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля димових газів середнього складу	$Pr_z$	-		0.601
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів	$\nu$	$\frac{m^2}{c}$	$M_v \cdot \nu_z = 0.987 \cdot 1.051 \cdot 10^{-4}$	$104 \cdot 10^{-6}$

Продовження таблиці 1.12

1	2	3	4	5
Коефіцієнт теплопровідності димових газів	$\lambda$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$M_\lambda \cdot \lambda_2 = 0.971 \cdot 8.157 \cdot 10^{-2}$	$7.921 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля для димових газів	$Pr$	-	$M_{Pr} \cdot Pr_2 = 0.982 \cdot 0.601$	0.59
Ефективна товщина випромінюючого шару	$s$	$м$	$0.9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1\right) =$ $= 0.9 \cdot 0.051 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot 1.96 \cdot 2.15 - 1\right)$	0.201
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні коридорного гладкотрубного пучка	$a_{кк}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.2 \cdot C_{ск} \cdot C_{зк} \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_2 \cdot d}{\nu}\right)^{0.65} \cdot Pr^{0.33} =$ $= 0.2 \cdot 0.99 \cdot 1 \cdot \frac{0.079}{0.051} \cdot \left(\frac{4.38 \cdot 0.051}{104 \cdot 10^{-6}}\right)^{0.65} \cdot 0.59^{0.33}$	37.91
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні шахового гладкотрубного пучка	$a_{ку}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.36 \cdot C_{су} \cdot C_{зу} \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_2 \cdot d}{\nu}\right)^{0.6} \cdot Pr^{0.33} =$ $= 0.36 \cdot 0.946 \cdot 1 \cdot \frac{0.08}{0.051} \cdot \left(\frac{4.38 \cdot 0.051}{104 \cdot 10^{-6}}\right)^{0.6} \cdot 0.59^{0.33}$	44.47
Середній коефіцієнт тепловіддачі конвекцією в поверхні нагріву	$a_k$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{a_{кк} + a_{ку}}{2} = \frac{37.91 + 44.47}{2}$	41.19
Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання	$k$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$\left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot S}} - 1\right) \cdot (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot T_{cp}) \cdot r_n =$ $= \left(\frac{7.8 + 16 \cdot 0.193}{\sqrt{10 \cdot 0.1013 \cdot 0.282 \cdot 0.201}} - 1\right) \times$ $\times (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot 567.97) \cdot 0.282$	9.96
Ступінь чорноти потоку газів	$a$	-	$1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-9.96 \cdot 0.1 \cdot 0.201}$	0.18
Температура забрудненої стінки	$T_3$	$К$	$t_{cp} + \Delta t_3 + 273 = 195 + 25 + 273$	493
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_n$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{cp}}\right)^{3.6}}{1 - \frac{T_3}{T_{cp}}} =$ $= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8 + 1}{2} \cdot 0.18 \cdot 493 \cdot \frac{1 - \left(\frac{493}{568}\right)^{3.6}}{1 - \frac{493}{568}}$	5.14
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби	$\alpha_l$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 0.95 \cdot (41.19 + 5.14)$	44.02
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	-	Таблиця 7-4 [49]	0.6
Коефіцієнт теплопередачі	$k$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\psi \cdot \alpha_l = 0.6 \cdot 44.02$	26.41
Теплосприйняття поверхні нагріву по рівнянню теплообміну	$Q_m$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B} = \frac{26.41 \cdot 25.44 \cdot 94.08}{0.048}$	1315.6

## Продовження таблиці 1.12

1	2	3	4	5
Похибка в розрахунку	$\Delta$	%	$\left  \frac{Q_o - Q_m}{Q_o} \right  \cdot 100\% = \left  \frac{1315.5 - 1315.6}{1315.5} \right  \cdot 100\%$	0.008

## 1.13 Непогодження теплового балансу

Непогодження теплового балансу:

$$\Delta = \frac{Q_p^H \cdot \eta_k - (Q_m + Q_{kn1} + Q_{kn2}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)}{Q_p^H} \cdot 100 =$$

$$= \frac{35590 \cdot 0.89 - (22494.51 + 7934.67 + 1315.64) \cdot \left(1 - \frac{0.025}{100}\right)}{35590} \cdot 100\% = 0,1\%$$

$$\Delta < 0,5\%$$

Це свідчить, що розподілення теплових навантажень поверхонь нагріву виконано вірно.

## 2 Тепловий розрахунок гладкотрубного економайзера БВЭС

Для теплового розрахунку використаємо формули та методику, яка викладена в [49]. Загальний вигляд економайзера зображено на рисунку 1.3.

За вихідні значення використаємо дані, які наведені в таблиці 4.3, 4.5 та 4.12. Температура живильної води на вході в економайзер  $t_{\text{вх}}=100$  °С, та на виході з нього  $t_{\text{вих}}=138$  °С. Такий температурний графік також буде прийнятий для розрахунку чугунного орбреного економайзера типу ЭП2-94 та орбреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним орбрєнням, виходячи з того, що конвективна частина парового котла проектувалася з суттєвим запасом (котел ДКВр-2.5-1.4ГМ проектувався для роботи на твердому паливі, тому відповідно і площа конвективної поверхні нагріву більша і її цілком достатньо для догріву води до температури насичення).

Таблиця 2.1 – Розрахунок теплообміну економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труби несущої оребрення	$d$	$m$	Конструктив економайзера	0.028
Внутрішній діаметр труб	$d_{вн}$	$m$		0.022
Поперечний крок труб економайзера	$S_1$	$m$		0.07
Повздовжній крок труб економайзера	$S_2$	$m$		0.05
Номінальна товщина стінки труби	$\delta_m$	$m$		0.003
Температура продуктів згоряння на вході в економайзер	$\vartheta'_{в.е}$	$^{\circ}C$	$\vartheta_{від.к}$	253
Температура продуктів згорання за економайзером	$\vartheta''_{в.е}$	$^{\circ}C$	Приймаємо	137.9
Ентальпія продуктів згорання на вході в економайзер	$I'_{в.е}$	$\frac{kJ}{kg}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta'_{в.е})$	3952.82
Ентальпія продуктів згорання за економайзером	$I''_{в.е}$	$\frac{kJ}{kg}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta''_{в.е})$	2115.14
Середня температура продуктів згорання в економайзері	$\vartheta_{cp}$	$^{\circ}C$	$\frac{\vartheta'_{в.е} - \vartheta''_{в.е}}{\ln(\frac{\vartheta'_{в.е} + 273}{\vartheta''_{в.е} + 273})} - 273 = \frac{253 - 137.9}{\ln(\frac{253 + 273}{137.9 + 273})} - 273$	193.52
Середня температура продуктів згорання в економайзері	$T_{cp}$	$K$	$\vartheta_{cp} + 273 = 193.52 + 273$	466.52
Температура води на вході	$t_{вх}$	$^{\circ}C$	Проектна документація	100
Температура води на виході	$t_{вих}$	$^{\circ}C$	Проектна документація	138
Більший температурний перепад	$\Delta t_{\bar{o}}$	$^{\circ}C$	$\vartheta'_{в.е} - t_{вих} = 253 - 138$	115
Менший температурний перепад	$\Delta t_m$	$^{\circ}C$	$\vartheta''_{в.е} - t_{вх} = 137.9 - 100$	37.9
Температурний напір економайзера	$\Delta t_{в.е}$	$^{\circ}C$	$\frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln(\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m})} = \frac{115 - 37.9}{\ln(\frac{115}{37.9})}$	69.79
Площа живого перетину для проходження газів	$F_2$	$m^2$	Конструктив економайзера	0.239
Швидкість продуктів згорання в поверхні нагріву	$w_2$	$\frac{m}{c}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (\vartheta_{cp} + 273)}{F_2 \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (193.52 + 273)}{0.239 \cdot 273}$	3.63
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d} = \frac{0.07}{0.028}$	2.5
Відносний повздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d} = \frac{0.05}{0.028}$	1.78

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Поправка на геометричну компоновку пучка	$C_s$	-	$(1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot (1 - \frac{\sigma_2}{2})^3)^{-2} =$ $= (1 + (2 \cdot 2.5 - 3) \cdot (1 - \frac{1.78}{2})^3)^{-2}$	0.99
Поправка на число рядів труб по ходу газу	$C_z$	-	п. 7-26 [49] ( $z_2 > 8$ )	1
Поправочний коефіцієнт, що враховує відхилення складу продуктів згоряння від середнього	$M_\lambda$	-	$f(\vartheta_{cp}, r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	1.07
	$M_v$	-		1.03
	$M_{Pr}$	-		$f(r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів середнього складу	$\nu_2$	$\frac{m^2}{c}$	$f(\vartheta_{cp})$ Таблиця VI [49]	$3.09 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів середнього складу	$\lambda_2$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$		$3.9 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля димових газів середнього складу	$Pr_2$	-		0.67
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів	$\nu$	$\frac{m^2}{c}$	$M_v \cdot \nu_2 = 1.03 \cdot 3.09 \cdot 10^{-5}$	$3.18 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів	$\lambda$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$M_\lambda \cdot \lambda_2 = 1.07 \cdot 3.09 \cdot 10^{-2}$	0.04
Критерій Прандтля для димових газів	$Pr$	-	$M_{Pr} \cdot Pr_2 = 1.05 \cdot 0.67$	0.705
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією до труб	$\alpha_k^m$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot (\frac{w_2 \cdot d}{\nu})^{0.65} \cdot Pr^{0.33} =$ $= 0.2 \cdot 0.99 \cdot 1 \cdot \frac{0.04}{0.028} \cdot (\frac{3.63 \cdot 0.028}{3.18 \cdot 10^{-5}})^{0.65} \cdot 0.705^{0.33}$	50.75
Поправка на число рядів труб в пучку по ходу газів	$s_s$	$m$	$0.9 \cdot d \cdot (\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1) =$ $= 0.9 \cdot 0.028 \cdot (\frac{4}{\pi} \cdot 2.5 \cdot 1.78 - 1)$	0.11
Тиск	$P$	$МПа$	Приблизно атмосферний	0.1
Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння	$k$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$\left( \frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot T_{cp}) \cdot r_n =$ $= \left( \frac{7.8 + 16 \cdot 0.193}{\sqrt{10 \cdot 0.1 \cdot 0.282 \cdot 0.11}} - 1 \right) \times$ $\times (1 - 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot 466.52) \cdot 0.282$	13.7
Сумарна оптична товщина потоку	$kps$	-	$k \cdot p \cdot s = 13.7 \cdot 0.1 \cdot 0.11$	0.161
Ступінь чорноти потоку газів	$a$	-	$1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0.161}$	0.15
Перепад температури на стінки труби	$\Delta t_z$	$^{\circ}C$	п. 7-39 [49]	25



Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Температура стінки труби	$T_3$	$K$	$\frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2} + \Delta t_3 + 273 = \frac{100+138}{2} + 25 + 273$	417
Ступінь чорноти забруднених стінок	$a_3$	-	п. 7-35 [49]	0.8
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_n$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	$5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_3 \cdot \frac{1 - (\frac{T_3}{T_{cp}})^{3.6}}{1 - \frac{T_3}{T_{cp}}} =$ $= 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0.8+1}{2} \cdot 0.15 \cdot 417 \cdot \frac{1 - (\frac{417}{466})^{3.6}}{1 - \frac{417}{466}}$	2.42
Коефіцієнт використання поверхні	$\xi$	-	Пункт 7-41 [49]	1
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби	$\alpha_m$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	$\xi \cdot (\alpha_\kappa + \alpha_n) = 1 \cdot (50.75 + 2.42)$	53.17
Коефіцієнт теплопровідності металу стінки труби	$\lambda_c$	$\frac{Вт}{м \cdot K}$	Таблиця 7 [50]	40
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	-	Таблиця 7-4 [49]	0.85
Коефіцієнт теплопередачі	$k$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	$\psi \cdot \alpha_m = 0.85 \cdot 53.17$	45.19
Площа поверхні нагріву	$H$	$м^2$	Таблиця 9.7 [51]	28
Теплосприйняття поверхні нагріву по рівнянню теплообміну	$Q_{в.е}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t_{в.е}}{B} = \frac{45.19 \cdot 28 \cdot 69.79}{0.048}$	1837.89
Ентальпія продуктів згоряння на виході з економайзера (перевірочна)	$I''_{в.е}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I'_{в.е} - Q_{в.е} = 3952.82 - 1837.89$	2114.93
Температура продуктів згоряння на виході з економайзера (перевірочна)	$g''_{в.е}$	$^{\circ}C$	$I, g$ – таблиця $f(I''_{в.е})$	137.88
Похибка в розрахунку	$\Delta$	%	$\left  \frac{g''_{в.е} - g''_{в.е}}{g''_{в.е}} \right  \cdot 100\% = \left  \frac{137.88 - 137.9}{137.88} \right  \cdot 100\%$	0.01

### 3 Тепловий розрахунок чавунного оребреного економайзера типу ЭП2-94

Для теплового розрахунку використаємо формули та методику, яка викладена в [49]. Загальний вигляд економайзера зображено на рисунку 1.4.

За вихідні значення використаємо дані, які наведені в таблиці 4.3, 4.5 та 4.12.

Таблиця 3.2 – Розрахунок теплообміну економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труби несущої оребрення	$d_3$	м	Конструктив економайзера	0,076
Внутрішній діаметр труб	$d_6$	м		0,06
Поперечний крок між труб економайзера	$S_1$	-		0.15
Повздожній крок між труб економайзера	$S_2$	-		0.15
Номінальна товщина стінки труби	$\delta$	м		0.004
Температура продуктів згоряння на вході в економайзер	$\vartheta'_{в.е}$	°C	$\vartheta_{від.к}$	253
Температура продуктів згорання за економайзером	$\vartheta''_{в.е}$	°C	Приймаємо	148.3
Ентальпія продуктів згорання на вході в економайзер	$I'_{в.е}$	$\frac{кДж}{кг}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta'_{в.е})$	3952.82
Ентальпія продуктів згорання за економайзером	$I''_{в.е}$	$\frac{кДж}{кг}$	$I, \vartheta$ – таблиця $f(\vartheta''_{в.е})$	2276.9
Середня температура продуктів згорання в економайзері	$\vartheta_{cp}$	°C	$\frac{\vartheta'_{в.е} - \vartheta''_{в.е}}{\ln(\frac{\vartheta'_{в.е} + 273}{\vartheta''_{в.е} + 273})} - 273 = \frac{253 - 148.3}{\ln(\frac{253 + 273}{148.3 + 273})} - 273$	199.15
Середня температура продуктів згорання в економайзері	$T_{cp}$	К	$\vartheta_{cp} + 273 = 199.15 + 273$	472.15
Температура води на вході	$t_{вх}$	°C	Проектна документація	100
Температура води на виході	$t_{вих}$	°C	Проектна документація	138
Більший температурний перепад	$\Delta t_б$	°C	$\vartheta'_{в.е} - t_{вих} = 253 - 138$	115
Менший температурний перепад	$\Delta t_м$	°C	$\vartheta''_{в.е} - t_{вх} = 148.3 - 100$	48.3
Температурний напір економайзера	$\Delta t_{в.е}$	°C	$\frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м})} = \frac{115 - 48.3}{\ln(\frac{115}{48.3})}$	77.25
Площа живого перетину для проходу газів	$F_r$	м <sup>2</sup>	Конструктив економайзера	0.31
Швидкість продуктів згорання в поверхні нагріву	$w_r$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (\vartheta_{cp} + 273)}{F_2 \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (199.15 + 273)}{0.31 \cdot 273}$	2.78
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d_3} = \frac{0.15}{0.076}$	1.97
Відносний повздожній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d_3} = \frac{0.15}{0.076}$	1.97

## Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
Сторона квадратного ребра	$C$	$m$	Конструктив економайзера	0.15
Крок ребер	$s_{p\delta}$	$m$		0.025
Поправочний коефіцієнт, що враховує відхилення складу продуктів згоряння від середнього	$M_\lambda$	-	$f(\mathcal{G}_{cp}, r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	1.07
	$M_v$	-		1.03
	$M_{Pr}$	-	$f(r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	1.05
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів середнього складу	$\nu_2$	$\frac{m^2}{c}$	$f(\mathcal{G}_{cp})$ Таблиця VI [49]	$3.15 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів середнього складу	$\lambda_2$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$		$3.9 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля димових газів середнього складу	$Pr_2$	-		0.67
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів	$\nu$	$\frac{m^2}{c}$	$M_\nu \cdot \nu_2 = 1.03 \cdot 3.15 \cdot 10^{-5}$	$3.24 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів	$\lambda$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$M_\lambda \cdot \lambda_2 = 1.07 \cdot 3.09 \cdot 10^{-2}$	0.04
Критерій Прандтля для димових газів	$Pr$	-	$M_{Pr} \cdot Pr_2 = 1.05 \cdot 0.67$	0.705
Середня товщина ребра	$\delta_{p\delta}$	$m$	Конструктив економайзера	0.006
Коефіцієнт оребрення	$\psi_{p\delta}$	-	$\frac{2 \cdot (C^2 - 0.78 \cdot d^2 + 2 \cdot C \cdot \delta_{p\delta})}{\pi \cdot d \cdot s_{p\delta}} + 1 - \frac{\delta_{p\delta}}{s_{p\delta}} =$ $= \frac{2 \cdot (0.15^2 - 0.78 \cdot 0.076^2 + 2 \cdot 0.15 \cdot 0.004)}{\pi \cdot 0.076 \cdot 0.025} +$ $+ 1 - \frac{0.004}{0.025}$	7.39
Параметр $x$	$x$	-	$4 \cdot (\frac{\psi_p}{7} + 2 - \sigma_2) = 4 \cdot (\frac{7.39}{7} + 2 - 1.97)$	4.32
Параметр $\phi$	$\phi$	-	$thx = th4.32$	0.99
Показник степеня $n$	$n$	-	$0.7 + 0.8 \cdot \phi + 0.005 \cdot \psi_p =$ $= 0.7 + 0.8 \cdot 0.99 + 0.005 \cdot 7.39$	0.816
Поправка на число рядів труб по ходу газу	$C_z$	-	п. 7-26 [49] ( $z_2 > 8$ )	1
Поправка на геометричну компоновку пучка	$C_s$	-	$(1.36 - \phi) \cdot (\frac{11}{\psi_p + 8} - 0.14) =$ $= (1.36 - 0.99) \cdot (\frac{11}{7.39 + 8} - 0.14)$	0.2
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією до труб	$\alpha_k^m$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.113 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot (\frac{w \cdot d}{\nu})^n \cdot Pr^{0.33} =$ $0.113 \cdot 1 \cdot 0.2 \cdot \frac{0.042}{0.076} \cdot (\frac{2.76 \cdot 0.076}{3.24 \cdot 10^{-5}})^n \cdot 0.7^{0.33}$	15.28
Відношення $N_{тр}/H$	$N_{тр}/H$	-	$\frac{1}{\psi_p} \cdot (1 - \frac{\delta_{p\delta}}{s_{p\delta}}) = \frac{1}{7.39} \cdot (1 - \frac{0.006}{0.025})$	0.102

## Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
Відношення $H_{p\delta}/H$	$H_{p\delta}/H$	-	$1 - \frac{H_{mp}}{H} = 1 - 0.102$	0.898
Коефіцієнт теплопровідності ребра	$\lambda_{p\delta}$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	Таблиця 7 [50]	44.5
Параметр $m$	$m$	$\frac{1}{м}$	$\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\delta_{p\delta} \cdot \lambda_{p\delta}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 15.28}{0.006 \cdot 44.5}}$	10.7
Висота ребра	$h_{p\delta}$	$м$	$0.5 \cdot (1.13 \cdot C - d) = 0.5 \cdot (1.13 \cdot 0.15 - 0.076)$	0.046
Параметри $mh_{p\delta}$	$mh_{p\delta}$	-	$m \cdot h_{p\delta} = 10.7 \cdot 0.046$	0.5
Коефіцієнт	$\mu$	-	Номограма 6 [49]	1.01
Коефіцієнт нерівномірності тепловіддачі по поверхні ребра	$\phi_E$	-	$1 - 0.058 \cdot m \cdot h_{p\delta} = 1 - 0.058 \cdot 10.7 \cdot 0.046$	0.97
Умовний діаметр квадратного ребра	$D$	$м$	$1.13 \cdot C = 1.13 \cdot 0.15$	0.169
Параметр $D/d$	$D/d$	-	$\frac{D}{d} = \frac{0.169}{0.076}$	2.23
Коефіцієнт ефективності ребра	$E$	-	$f(mh_{p\delta}; D/d)$ Номограма 6 [49]	0.9
Приведений коефіцієнт тепловіддачі	$\alpha_{1mp}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$(\frac{H_{mp}}{H} + \frac{H_{p\delta}}{H} \cdot E \cdot \mu \cdot \phi_E) \cdot \alpha_k^m =$ $(0.102 + 0.898 \cdot 0.9 \cdot 1.01 \cdot 0.97) \cdot 15.28$	13.67
Питомий об'єм води	$\nu_v$	$\frac{м^3}{кг}$	$f(Рж.в; тж.в)$ Таблиця XXIV [49]	0.00105
Площа перерізу для проходу води	$f_v$	$м^2$	Конструктив економайзера	0.0028
Розрахункова швидкість води	$w_v$	$\frac{м}{с}$	$\frac{D_m \cdot \nu_v}{f_v} = \frac{0.69 \cdot 0.00105}{0.0028}$	0.26
Коефіцієнт теплопровідності води	$\lambda_v$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$f(Рж.в; тж.в)$ Таблиця VIII [49]	0.6843
Коефіцієнт динамічної вязкості води	$\mu_v$	$Па \cdot с$	$f(Рж.в; тж.в)$ Таблиця VII [49]	$2.344 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт кінематичної вязкості води	$\nu_v$	$\frac{м^2}{с}$	$\nu_v \cdot \mu_v = 0.00105 \cdot 2.344 \cdot 10^{-4}$	$2.487 \cdot 10^{-7}$
Число Прандтля для води	$Pr_v$	-	$f(Рж.в; тж.в)$ Таблиця IX [49]	1.453
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води	$\alpha_2$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_g} \cdot (\frac{w_v \cdot d_g}{\nu_v})^{0.8} \cdot Pr^{0.4} =$ $0.023 \cdot \frac{0.6843}{0.06} \cdot (\frac{0.26 \cdot 0.06}{2.487 \cdot 10^{-7}})^{0.8} \cdot 1.453^{0.4}$	2098.08
Площа поверхні нагріву	$H$	$м^2$	Таблиця 9.2 [51]	94.4
Довжина однієї труби економайзера	$l$	$м$		2
Кількість труб в пучку	$n$	<i>шт</i>		32
Площа внутрішньої поверхні труб	$H_{вн}$	$м^2$	$\pi \cdot d_g \cdot l \cdot n = \pi \cdot 0.06 \cdot 2 \cdot 32$	12.063
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	-	Таблиця 7-4 [49]	0.85

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
Коефіцієнт теплопередачі	$k$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{\psi \cdot \alpha_{1np}}{1 + \frac{\alpha_{1np} \cdot H}{\alpha_2 \cdot H_{en}}} = \frac{0.85 \cdot 13.67}{1 + \frac{13.67 \cdot 94.4}{2098.08 \cdot 12.063}}$	11.05
Теплосприйняття поверхні нагріву по рівнянню теплообміну	$Q_{в.е}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t_{в.е}}{B} = \frac{11.05 \cdot 94.4 \cdot 77.25}{0.048}$	1678.03
Ентальпія продуктів згоряння на виході з економайзера (перевірочна)	$I''_{в.е}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I'_{в.е} - Q_{в.е} = 3952.82 - 1678.03$	2274.79
Температура продуктів згоряння на виході з економайзера (перевірочна)	$g''_{в.е}$	°C	$I, g$ – таблиця $f(I''_{в.е})$	148.16
Похибка в розрахунку	$\Delta$	%	$\left  \frac{g''_{в.е} - g''_{в.е}}{g''_{в.е}} \right  \cdot 100\% = \left  \frac{148.16 - 148.3}{148.16} \right  \cdot 100\%$	0.09

4 Тепловий розрахунок оребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням

В умовах безперервного здорожчення металу та енергетичних ресурсів виникає необхідність у розробці та впровадженні нових видів розвинених конвективних поверхонь теплообміну для різного роду теплообмінних апаратів, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю.

Виходячи з експериментальних даних та отриманих дослідних значень примінімо для проектування економайзера до котла ДКВ-2.5-1.4ГМ плоскоовальні труби з неповним поперечним оребренням типу 1 (рисунок 2.4), які розміщені в шаховий пучок з поперечним  $S_1=79$  мм та повздовжнім  $S_2=53$  мм кроком труб. Для примінення розрахункових формул в межах області змін чисел Рейнольдса  $Re = 3 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3$ , необхідно щоб швидкість продуктів згоряння в пучку була не менше 6.9 м/с, для цього зкомпонуюємо шаховий пучок з 4 поперечних та 8 продольних рядів труб довжиною 0.6 м (рисунок 1.4).

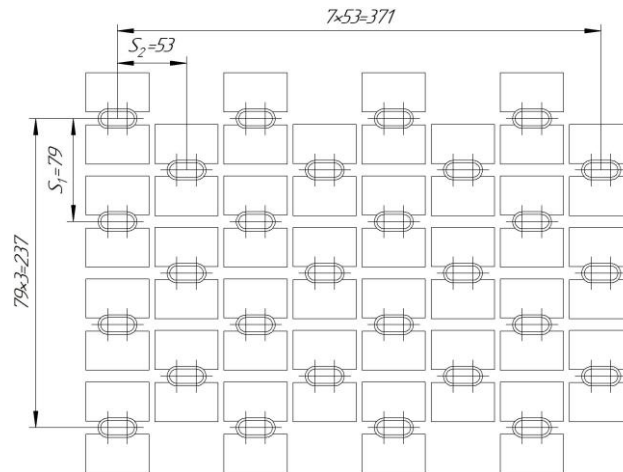


Рисунок 1.4 – Компоновка економайзера на основі плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням

Для теплового розрахунку використаємо формули та методику, яка викладена в [49], а також формули, які отримані в результаті експериментального дослідження.

За вихідні значення використаємо дані, які наведені в таблиці 4.3, 4.5 та 4.12. температура живильної води на вході в економайзер  $t_{\text{вх}}=100$  °С, та на виході з нього  $t_{\text{вих}}=138$  °С

Таблиця 4.3 – Розрахунок теплообміну економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Температура продуктів згоряння на вході в економайзер	$g'_{\text{в.е}}$	°С	$g'_{\text{від.к}}$	253
Температура продуктів згорання за економайзером	$g''_{\text{в.е}}$	°С	Приймаємо	148.2
Середня температура продуктів згорання в економайзері	$g_{\text{ср}}$	°С	$\frac{g'_{\text{в.е}} - g''_{\text{в.е}}}{\ln\left(\frac{g'_{\text{в.е}} + 273}{g''_{\text{в.е}} + 273}\right)} - 273 = \frac{253 - 148.2}{\ln\left(\frac{253 + 273}{148.2 + 273}\right)} - 273$	199
Площа живого перетину для проходження газів	$F_{\Gamma}$	$\text{м}^2$	Конструктив економайзера	0.127
Швидкість продуктів згорання в поверхні нагріву	$w_{\Gamma}$	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (g_{\text{ср}} + 273)}{F_2 \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (203 + 273)}{0.127 \cdot 273}$	6.97

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
Поправочний коефіцієнт, що враховує відхилення складу продуктів згоряння від середнього	$M_\lambda$	-	$f(g_{cp}, r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	1.07
	$M_v$	-		1.03
	$M_{Pr}$	-	$f(r_{H_2O})$ Рис.3.1 [49]	1.05
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів середнього складу	$\nu_2$	$\frac{m^2}{c}$	$f(g_{cp})$ Таблица VI [49]	$3.15 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів середнього складу	$\lambda_2$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$		$4 \cdot 10^{-2}$
Критерій Прандтля димових газів середнього складу	$Pr_2$	-		0.67
Коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів	$\nu$	$\frac{m^2}{c}$	$M_v \cdot \nu_2 = 1.03 \cdot 3.15 \cdot 10^{-5}$	$3.24 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності димових газів	$\lambda$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$M_\lambda \cdot \lambda_2 = 1.07 \cdot 4 \cdot 10^{-2}$	0.043
Критерій Прандтля для димових газів	$Pr$	-	$M_{Pr} \cdot Pr_2 = 1.05 \cdot 0.67$	0.7
Визначальний діаметр	$d_1$	$м$	Конструктив економайзера	0.015
Число Рейнольдса	$Re$	-	$\frac{w_2 \cdot d_1}{\nu} = \frac{6.97 \cdot 0.015}{3.29 \cdot 10^{-5}}$	3194
Поперечний крок між труб економайзера	$S_1$	-	Конструктив економайзера	0.079
Повздовжній крок між труб економайзера	$S_2$	-		0.053
Коефіцієнт оребрення	$\psi_p$	-		21.5
Коефіцієнт $m$	$m$	-	$0.655 + 0.037 \cdot th\{2 \cdot [(\frac{S_1}{S_2}) - \exp(-0.09 \cdot \ln \psi_p + 0.5)]\} + 0.0062 \cdot \psi_p = 0.655 + 0.037 \cdot th\{2 \times$ $\times [(\frac{0.079}{0.053}) - \exp(-0.09 \cdot \ln 21.5 + 0.5)]\} +$ $+ 0.0062 \cdot 21.5$	0.8
Поправка	$C_q$	-	$-0.017 \cdot th\{2 \cdot [(\frac{S_1}{S_2}) - 1.52]\} + \exp(0.055 \cdot \psi_p - 1.85) = -0.017 \cdot th\{2 \cdot [(\frac{0.079}{0.053}) - 1.52]\} +$ $+ \exp(0.055 \cdot 21.5 - 1.85)$	0.053
Кількість поперечних рядів	$z_2$	<i>шт</i>	Конструктив економайзера	8
Площа поверхні нагріву	$H$	$м^2$		31.89
Поправка	$C_z$	-		0.99
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією до труб	$\alpha_\kappa^m$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$		94.74
Висота ребра	$h$	$м$		0.0275
Товщина ребра	$\delta$	$м$		0.001
Довжина лінії контакту	$KL$	$м$		0.557

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
Умовна висота ребра	$h_y$	$m$	$h \cdot \left[ 1 + (0.4 \cdot K_l + 0.2) \cdot \ln \left( \frac{1}{K_l} \right) \right] =$ $= 0.0275 \cdot \left[ 1 + (0.4 \cdot 0.557 + 0.2) \cdot \ln \left( \frac{1}{0.557} \right) \right]$	0.034
Коефіцієнт теплопровідності сталюого ребра	$\lambda_p$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	Таблиця 7 [50]	50
Коефіцієнт	$\beta$	-	$\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k^m}{\delta \cdot \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 94.23}{0.001 \cdot 50}}$	61.35
Коефіцієнт ефективності ребра	$E$	-	$\frac{th\beta \cdot h_y}{\beta \cdot h_y} = \frac{th61.35 \cdot 0.034}{61.35 \cdot 0.034}$	0.46
Повна теплообмінна поверхня 1 метра оребреної труби	$H$	$m^2$	Конструктив економайзера	1.66
Повна поверхня ребер на 1 метрі труби	$H_p$	$m^2$		1.599
Поверхня гладкої труби на 1 метрі, яка не зайнята ребрами	$H_{mp}$	$m^2$	$H - H_p = 1.66 - 1.599$	0.061
Приведений коефіцієнт тепловіддачі	$\alpha_{пр}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\alpha_k^m \cdot \left( \frac{H_p}{H} \cdot E + \frac{H_{mp}}{H} \right) =$ $= 94.74 \cdot \left( \frac{1.599}{1.66} \cdot 0.46 + \frac{0.061}{1.66} \right)$	45.59
Питомий об'єм води	$\nu_v$	$\frac{м^3}{кг}$	$f(P_{ж.в}; t_{ж.в})$ Таблиця XXIV [49]	0.00106
Площа перерізу для проходу води	$f_v$	$m^2$	Конструктив економайзера	0.00104
Розрахункова швидкість води	$w_v$	$\frac{м}{с}$	$\frac{D_{тн} \cdot \nu_v}{f_v} = \frac{0.69 \cdot 0.00106}{0.00104}$	0.713
Коефіцієнт теплопровідності води	$\lambda_v$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$f(P_{ж.в}; t_{ж.в})$ Таблиця VIII [49]	0.6855
Коефіцієнт динамічної вязкості води	$\mu_v$	$Па \cdot с$	$f(P_{ж.в}; t_{ж.в})$ Таблиця VII [49]	$2.344 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт кінематичної вязкості води	$\nu_v$	$\frac{м^2}{с}$	$\nu_v \cdot \mu_v = 0.00106 \cdot 2.344 \cdot 10^{-4}$	$2.482 \cdot 10^{-7}$
Число Прандтля для води	$Pr_v$	-	$f(P_{ж.в}; t_{ж.в})$ Таблиця IX [49]	1.326
Число Прандтля для води	$Pr_v$	-	$f(P_{ж.в}; t_{ж.в})$ Таблиця IX [49]	1.326
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води	$\alpha_2$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$0.023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_1} \cdot \left( \frac{w_v \cdot d_1}{\nu_v} \right)^{0.8} \cdot Pr_v^{0.4} =$ $0.023 \cdot \frac{0.6855}{0.015} \cdot \left( \frac{0.713 \cdot 0.015}{2.482 \cdot 10^{-7}} \right)^{0.8} \cdot 1.326^{0.4}$	6427.64
Площа внутрішньої поверхні труб	$H_{вн}$	$m^2$	Конструктив економайзера	0.0645
Коефіцієнт теплової ефективності	$\psi$	-	Таблиця 7-4 [49]	0.85



Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
Коефіцієнт теплопередачі	$k$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{\psi \cdot \alpha_{np}}{1 + \frac{\alpha_{np} \cdot H}{\alpha_2 \cdot H_{вн}}} = \frac{0.85 \cdot 45.59}{1 + \frac{45.59 \cdot 1.66}{6427.64 \cdot 0.0645}}$	32.77
Температура води на вході	$t_{вх}$	$^{\circ}С$	Проектна документація	100
Температура води на виході	$t_{вих}$	$^{\circ}С$	Проектна документація	138
Більший температурний перепад	$\Delta t_{\delta}$	$^{\circ}С$	$g'_{в.е} - t_{вих} = 253 - 138$	115
Менший температурний перепад	$\Delta t_{м}$	$^{\circ}С$	$g''_{в.е} - t_{вх} = 148.2 - 100$	48.2
Температурний напір економайзера	$\Delta t_{в.е}$	$^{\circ}С$	$\frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}})} = \frac{115 - 48.2}{\ln(\frac{115}{48.2})}$	77.18
Теплосприйняття поверхні нагріву по рівнянню теплообміну	$Q_{в.е}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t_{в.е}}{B} = \frac{32.77 \cdot 31.89 \cdot 77.18}{0.048}$	1678
Ентальпія продуктів згорання на вході в економайзер	$I'_{в.е}$	$\frac{кДж}{кг}$	$I, g - \text{таблиця } f(g'_{в.е})$	3952.82
Ентальпія продуктів згорання на виході з економайзера (перевірочна)	$I''_{в.е}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I'_{в.е} - Q_{в.е} = 3952.82 - 1678$	2274.37
Температура продуктів згорання на виході з економайзера (перевірочна)	$g''_{в.е}$	$^{\circ}С$	$I, g - \text{таблиця } f(I''_{в.е})$	148.13
Похибка в розрахунку	$\Delta$	$\%$	$\left  \frac{g''_{в.е} - g''_{в.е}}{g''_{в.е}} \right  \cdot 100\% = \left  \frac{148.13 - 148.2}{148.13} \right  \cdot 100\%$	0.04

ДОДАТОК Б  
ТЕПЛОВИЙ ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНКИ ВОДЯНИХ  
ЕКОНОМАЙЗЕРІВ

1 Аеродинамічний розрахунок котла ДКВр-2.5-1.3ГМ

Формули для аеродинамічного розрахунку взяті з [52]. Схема руху димових газів по тракту парового котла зображено на рисунку 4.3

Таблиця 1.4 – Конструктивні характеристики конвективного газоходу

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труб	$d$	$m$	Конструктив котла	0.051
Поперечний крок труб	$S_1$	$m$		0.1
Повздовжній крок труб	$S_2$	$m$		0.11

Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4	5
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d} = \frac{0.1}{0.051}$	1.96
Відносний поздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d} = \frac{0.11}{0.051}$	2.15

Таблиця 1.5 – Аеродинамічний опір конвективного газоходу

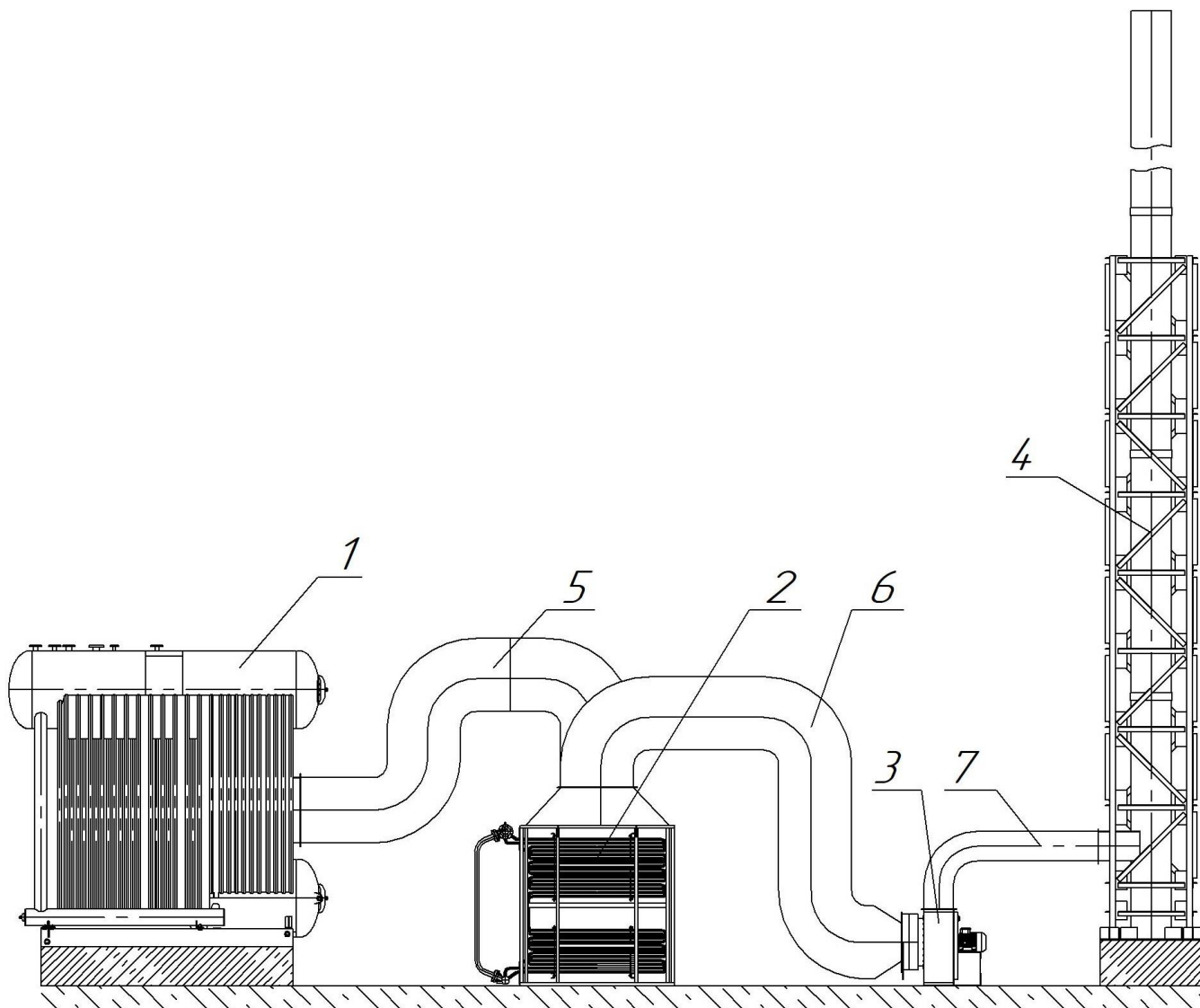
Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Коефіцієнт	$\psi$	-	$\frac{S_2 - d}{S_1 - d} = \frac{0.11 - 0.051}{0.1 - 0.051}$	1.2
Число Рейнольдса першого ходу димових газів	$Re$	-	$\frac{w_2 \cdot d}{\nu} = \frac{3.71 \cdot 0.051}{0.0001037}$	1825.2
Коефіцієнт опору першого ходу димових газів	$\zeta_0$	-	$0.38 \cdot (\sigma_1 - 1)^{-0.5} (\psi - 0.94)^{-0.59} \cdot Re^{-0.2/\psi^2} =$ $0.38 \cdot (1.96 - 1)^{-0.5} (1.2 - 0.94)^{-0.59} \cdot 1825.2^{-0.2/1.2^2}$	2.39
Кількість труб по глибині пучка	$z_2$	<i>шт</i>	Конструктив котла	6
Коефіцієнт опору коридорного гладкотрубного пучка	$\zeta$	-	$\zeta_0 \cdot z_2 = 2.39 \cdot 6$	14.37
Густина димових газів	$\rho_2$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$f(\mathcal{G}^n)$ Таблиця 16 [50]	0.421
Опір поперечно омиваємих гладкотрубних пучків першого ходу	$\Delta h_{1\text{кн}}$	<i>Па</i>	$\zeta \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 14.37 \cdot \frac{0.421 \cdot 3.71^2}{2}$	41.77
Число Рейнольдса другого ходу димових газів	$Re$	-	$\frac{w_2 \cdot d}{\nu} = \frac{4.38 \cdot 0.051}{0.0001037}$	2157.1
Коефіцієнт опору другого ходу димових газів	$\zeta_0$	-	$0.38 \cdot (\sigma_1 - 1)^{-0.5} (\psi - 0.94)^{-0.59} \cdot Re^{-0.2/\psi^2} =$ $0.38 \cdot (1.96 - 1)^{-0.5} (1.2 - 0.94)^{-0.59} \cdot 2157.1^{-0.2/1.2^2}$	2.45
Кількість труб по глибині пучка	$z_2$	<i>шт</i>	Конструктив котла	4
Коефіцієнт опору коридорного гладкотрубного пучка	$\zeta$	-	$\zeta_0 \cdot z_2 = 2.45 \cdot 4$	9.8
Густина димових газів	$\rho_2$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$f(\mathcal{G}^n)$ Таблиця 16 [50]	0.623
Опір поперечно омиваємих гладкотрубних пучків другого ходу	$\Delta h_{2\text{кн}}$	<i>Па</i>	$\zeta \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 9.8 \cdot \frac{0.623 \cdot 4.38^2}{2}$	58.87
Сумарний аеродинамічний опір конвективного пучка	$\Delta h_{\text{кн}}$	<i>Па</i>	$\Delta h_{1\text{кн}} + \Delta h_{2\text{кн}} = 41.77 + 58.87$	100.64

Таблиця 1.6– Вибір димової труби

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Об'ємна витрата димових газів	$V_z$	$\frac{m^3}{c}$	$B_p \cdot V_{yx} \cdot \frac{g_{вих} + 273}{273} = 0.048 \cdot 11 \cdot \frac{148.2 + 273}{273}$	0.82
Витрата газів на трубу	$G_{mp}$	$\frac{m^3}{200d}$	$V_z \cdot 3600 = 0.82 \cdot 3600$	2955.16
Висота димової труби	$H$	$m$	Згідно проекту котельної	21
Внутрішній діаметр труби	$d$	$m$	Згідно проекту котельної	0.518
Площа вихідного устя труби	$F_y$	$m^2$	Конструктив димової труби	0.842
Швидкість газів на виході з труби	$W_z$	$\frac{m}{c}$	$\frac{B \cdot V_z \cdot (g'' + 273)}{F_z \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (148.2 + 273)}{0.842 \cdot 273}$	3.56
Коефіцієнт опору	$\lambda$	-	При $d_0 < 2m$ [52]	0.02
Нахил труби	$i$	-	стор. 36 [52]	0.02
Динамічний напір	$h_0$	$Pa$	$f(g''; w_z)$ Рисунок VII-2 [52]	0.5
Опір тертя труби	$\Delta h_{mp}$	$Pa$	$\frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_0 \cdot H = \frac{0.02}{8 \cdot 0.02} \cdot 0.5 \cdot 21$	1.31
Коефіцієнт місцевого опору	$\zeta$	-	стор. 37 [52]	1
Втрати тиску з вихідною швидкістю	$\Delta h_{вих}$	$Pa$	$\zeta \cdot \Delta h_0 = 1 \cdot 0.5$	0.5
Сумарний опір димової труби	$\Delta h$	$Pa$	$\Delta h_{mp} + \Delta h_{вих} = 1.31 + 0.5$	1.81
Густина димових газів при нормальних умовах	$\rho_0$	$\frac{kg}{m^3}$	$f(g'')$ Таблиця 16 [50]	1.2
Величина самотяги	$h_c$	$Pa$	$H \cdot g \cdot (1.23 - \rho \cdot \frac{273}{273 + g''}) =$ $= 21 \cdot g \cdot (1.23 - 1.2 \cdot \frac{273}{273 + 148.2})$	92.61

## 2 Аеродинамічний розрахунок гладкотрубного водяного економайзера БВЭС

Формули для аеродинамічного розрахунку взяті з [52]. Схема газового тракту при підключенні гладкотрубного водяного економайзера БВЭС-І-2 зображена на рисунку 4.5



1 – паровий котел ДКВр-2.5-1.4ГМ, 2 – економайзер БВЭС-І-2, 3 – димосос,  
4 – димова труба, 5 – газохід від котла до водяного економайзера, 6 - газохід від водяного  
економайзера до димососу, 7 - газохід від димососу до димової труби

Рисунок 1.1 – Схема газового тракту при підключенні гладкотрубного водяного економайзера БВЭС-І-2

Таблиця 1.7– Конструктивні характеристики гладкотрубного економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труб	$d$	$m$	Конструктив економайзера	0.028
Поперечний крок труб	$S_1$	$m$		0.07
Повздовжній крок труб	$S_2$	$m$		0.05
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d} = \frac{0.07}{0.028}$	2.5
Відносний поздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d} = \frac{0.05}{0.028}$	1.78
Коефіцієнт	$\psi$	-	$\frac{S_1 - d}{S_2 - d} = \frac{0.07 - 0.028}{0.05 - 0.028}$	1.9

Таблиця 1.8 – Аеродинамічний опір гладкотрубного економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Число Рейнольдса першого ходу димових газів	$Re$	-	$\frac{w_2 \cdot d}{\nu} = \frac{3.63 \cdot 0.028}{3.18 \cdot 10^{-5}}$	3201.75
Коефіцієнт опору	$\zeta_0$	-	$0.38 \cdot (\sigma_1 - 1)^{-0.5} (\psi - 0.94)^{-0.59} \cdot Re^{-0.2/\psi^2} =$ $0.38 \cdot (2.5 - 1)^{-0.5} (1.9 - 0.94)^{-0.59} \cdot 3201.75^{-0.2/1.9^2}$	0.49
Кількість ходів по димових газах	$n$	-	Конструктив економайзера	2
Кількість труб по глибині пучка	$z_2$	<i>шт</i>		28
Коефіцієнт опору коридорного гладкотрубного пучка	$\zeta$	-	$\zeta_0 \cdot z_2 \cdot n = 0.49 \cdot 28 \cdot 2$	27.56
Густина димових газів	$\rho_2$	$\frac{kg}{m^3}$	$f(\mathcal{G}^n)$ Таблиця 16 [50]	0.76
Опір поперечно омиваемих гладкотрубних пучків	$\Delta h_{\text{ге}}$	<i>Па</i>	$\zeta \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 27.56 \cdot \frac{0.76 \cdot 3.63^2}{2}$	138.92

Таблиця 1.9 – Аеродинамічний опір газоходу на ділянці котел-економайзер

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Коефіцієнт місцевого опору при повороті на 90°	$\zeta_{90}$	-	стор. 19 [52]	1
Кількість поворотів на 90°	$n$	<i>шт</i>	Конструктив газоходу	2
Більша площа перерізу раптового звуження	$F_6$	$m^2$		0.468
Менша площа перерізу раптового звуження	$F_m$	$m^2$		0.156

Продовження таблиці 1.9

1	2	3	4	5
Відношення	$F_m / F_6$	-	$\frac{F_m}{F_6} = \frac{0.156}{0.468}$	0.33
Коефіцієнт місцевого опору при раптовому звуженні (вхід)	$\zeta_{вх}$	-	$f(F_m / F_6)$ Рисунок VII-11 [51]	0.35
Коефіцієнт місцевого опору при раптовому звуженні (вихід)	$\zeta_{вих}$	-		0.35
Швидкість димових газів на ділянці з більшою площею	$w_2^6$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (g'' + 273)}{F_6 \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (148.2 + 273)}{0.468 \cdot 273}$	1.63
Швидкість димових газів на ділянці з меншою площею	$w_2^m$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (g'' + 273)}{F_m \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (148.2 + 273)}{0.156 \cdot 273}$	4.91
Аеродинамічний опір входу	$\Delta h_{вх}$	Па	$\zeta \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^{62}}{2} = 0.35 \cdot \frac{0.76 \cdot 1.63^2}{2}$	0.35
Аеродинамічний опір виходу	$\Delta h_{вих}$	Па	$\zeta \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^{m2}}{2} = 0.35 \cdot \frac{0.76 \cdot 4.91^2}{2}$	5.04
Коефіцієнт місцевого опору на ділянці котел ВЕ	$\Sigma \zeta_m$	-	$\zeta_{90} \cdot n = 1 \cdot 2$	2
Площа більшого перерізу дифузора	$F_6^0$	м <sup>2</sup>	Конструктив газоходу	0.41
Кут розкриття дифузору	$\alpha$	Градус кута		86
Відношення	$F_m / F_6^0$	-	$\frac{F_m}{F_6^0} = \frac{0.156}{0.41}$	0.37
Коефіцієнт місцевого опору виходу дифузора	$\zeta_{вих}^0$	-	$f(F_m / F_6^0)$ Рисунок VII-11 [52]	0.45
Коефіцієнт поліоти удару	$\varphi_p$	-	$f(\alpha)$ Рисунок VII-12 [52]	1
Коефіцієнт місцевого опору дифузора	$\zeta_{диф}$	-	$\zeta_{вих}^0 \cdot \varphi_p = 0.45 \cdot 1$	0.45
Динамічний напір на ділянці більшого перерізу	$h_0^6$	Па	$f(g''; w_2^6)$ Рисунок VII-2 [52]	0.5
Динамічний напір на ділянці меншого перерізу	$h_0^m$	Па	$f(g''; w_2^m)$ Рисунок VII-2 [52]	1.3
Місцевий опір на ділянці більшого перерізу	$\Delta h_m^6$	Па	$\Sigma \zeta_m \cdot h_0^6 = 2 \cdot 0.5$	1
Місцевий опір на ділянці меншого перерізу	$\Delta h_m^m$	Па	$\zeta_{90} \cdot h_0^m = 1 \cdot 1.3$	1.3
Місцевий опір дифузора	$\Delta h_m^0$	Па	$\zeta_{диф} \cdot h_0^m = 0.45 \cdot 1.3$	0.585
Сума місцевих опорів	$\Sigma \Delta h_m$	Па	$\Delta h_{вх} + \Delta h_{вих} + \Delta h_m^6 + \Delta h_m^m + \Delta h_m^0 =$ $= 0.35 + 5.04 + 1 + 1.3 + 0.585$	8.29
Коефіцієнт опору	$\lambda$	-	стор. 32 [52]	0.02
Ширина газоходу більшого перерізу	$a_6$	м	Конструктив газоходу	0.489
Довжина газоходу більшого перерізу	$b_6$	м		0.956

Продовження таблиці 1.9

1	2	3	4	5
Еквівалентний діаметр більшого перерізу	$d_{екв}^{\delta}$	<i>м</i>	$\frac{2 \cdot a_{\delta} \cdot b_{\delta}}{a_{\delta} + b_{\delta}} = \frac{2 \cdot 0.489 \cdot 0.956}{0.489 + 0.956}$	0.657
Ширина газоходу меншого перерізу	$a_m$	<i>м</i>	Конструктив газоходу	0.164
Еквівалентний діаметр меншого перерізу	$d_{екв}^m$	<i>м</i>	$\frac{2 \cdot a_m \cdot b_{\delta}}{a_m + b_{\delta}} = \frac{2 \cdot 0.164 \cdot 0.956}{0.164 + 0.956}$	0.279
Довжина ділянки більшого перерізу	$l_{\delta}$	<i>м</i>	Конструктив газоходу	4
Опір тертя на ділянці більшого перерізу	$\Delta h_m^{\delta}$	<i>Па</i>	$\lambda \cdot \frac{l_{\delta}}{d_{екв}^{\delta}} \cdot h_{\delta}^{\delta} = 0.02 \cdot \frac{4}{0.657} \cdot 0.5$	0.061
Довжина ділянки меншого перерізу	$l_{\delta}$	<i>м</i>	Конструктив газоходу	2.33
Опір тертя на ділянці меншого перерізу	$\Delta h_m^m$	<i>Па</i>	$\lambda \cdot \frac{l_m}{d_{екв}^m} \cdot h_{\delta}^m = 0.02 \cdot \frac{2.33}{0.164} \cdot 1.3$	0.216
Сумарний опір ділянки	$\Delta h_{\delta 1}$	<i>Па</i>	$\sum \Delta h_m + \Delta h_m^{\delta} + \Delta h_m^m = 8.29 + 0.061 + 0.216$	8.56

Таблиця 1.10– Аеродинамічний опір газоходу на ділянці економайзер-димосос

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	65
Кут розкриття дифузору	$\alpha$	<i>Градус кута</i>	Конструктив газоходу	86
Площа меншого перерізу дифузора	$F_m^{\delta 1}$	<i>м<sup>2</sup></i>		0.082
Відношення	$F_m^{\delta 1} / F_m$	-	$\frac{F_m^{\delta 1}}{F_m} = \frac{0.082}{0.156}$	0.52
Коефіцієнт поліоти удару	$\varphi_p$	-	$f(\alpha)$ Рисунок VII-12 [52]	1
Коефіцієнт місцевого опору виходу дифузора	$\zeta_{вих}^{\delta 1}$	-	$f(F_m / F_{\delta}^{\delta})$ Рисунок VII-11 [52]	0.5
Коефіцієнт місцевого опору дифузора	$\zeta_{диф}^1$	-	$\zeta_{вих}^{\delta 1} \cdot \varphi_p = 0.5 \cdot 1$	0.5
Місцевий опір дифузора	$\Delta h_m^{\delta 1}$	<i>Па</i>	$\zeta_{диф}^1 \cdot h_{\delta}^m = 0.5 \cdot 1.3$	0.65
Кількість поворотів на 90°	$n$	<i>шт</i>	Конструктив газоходу	3
Коефіцієнт місцевого опору на ділянці економайзер-димосос	$\sum \zeta_m$	-	$\zeta_{90} \cdot n = 1 \cdot 3$	3
Місцевий опір на ділянці	$\Delta h_m$	<i>Па</i>	$\sum \zeta_m \cdot h_{\delta}^m = 3 \cdot 1.3$	3.9
Довжина ділянки газоходу	$l$	<i>м</i>	Конструктив газоходу	6.97
Опір тертя на ділянці газоходу	$\Delta h_{m1}^m$	<i>Па</i>	$\lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}^m} \cdot h_{\delta}^m = 0.02 \cdot \frac{6.97}{0.279} \cdot 1.3$	0.647
Сумарний опір ділянки	$\Delta h_{\delta 2}$	<i>Па</i>	$\Delta h_m^{\delta 1} + \Delta h_{m1}^m + \Delta h_m = 0.65 + 0.647 + 3.9$	5.19



Таблиця 1.11 – Аеродинамічний опір газоходу на ділянці димосос-димова труба

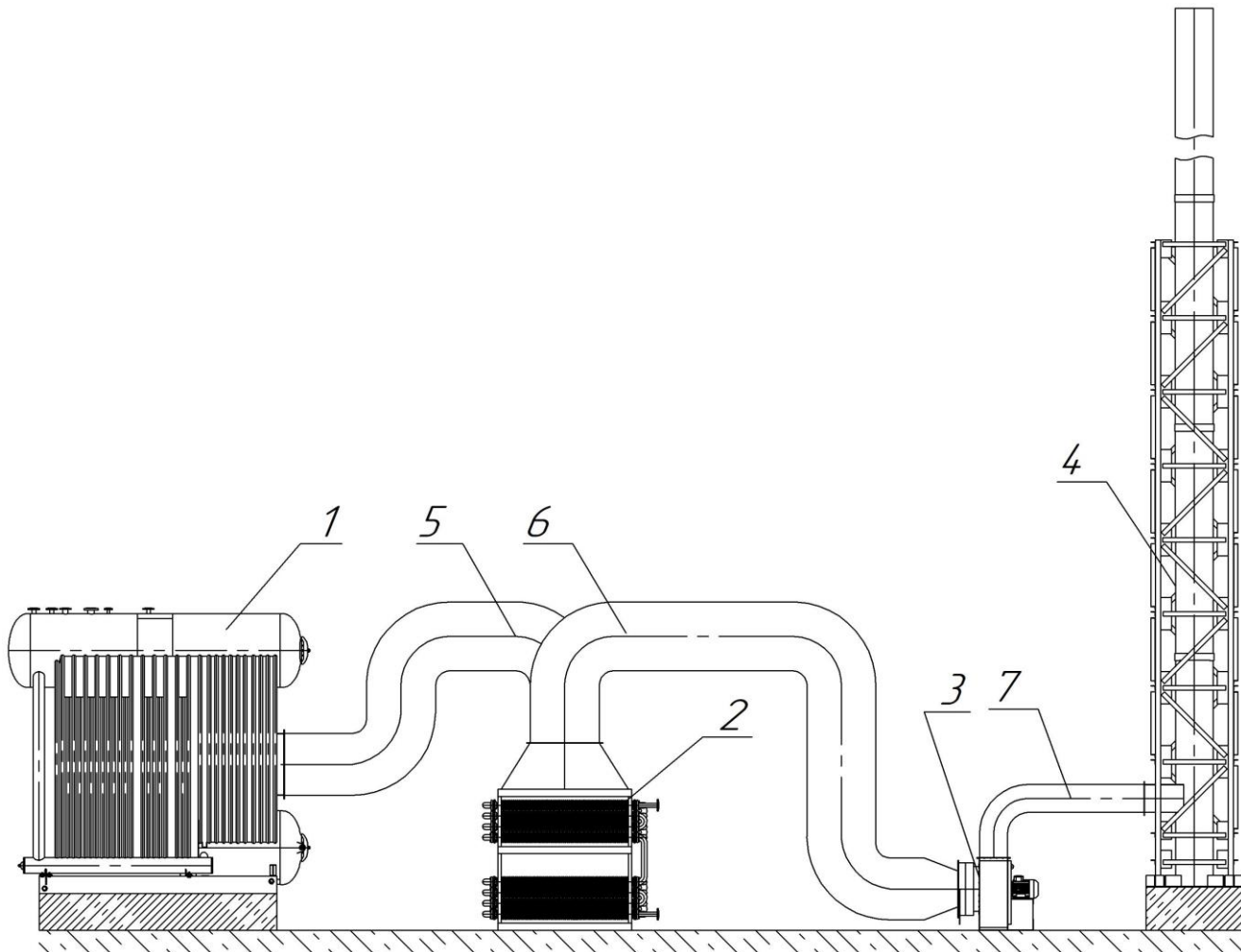
Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	65
Коефіцієнт опору входу в димову трубу	$\zeta_{ex}$	-	стор. 21 [53]	1.4
Площа живого перерізу	$F$	$m^2$	Конструктив газоходу	0.163
Швидкість димових газів на ділянці	$w_2$	$\frac{m}{c}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (g'' + 273)}{F \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (148.2 + 273)}{0.163 \cdot 273}$	4.7
Динамічний напір на ділянці	$h_0$	$Pa$	$f(g'', w_2)$ Рисунок VII-2 [51]	1.3
Місцевий опір на ділянці	$\Delta h$	$Pa$	$h_0 \cdot (\sum \zeta_m + \zeta_{ex}) = 1.3 \cdot (3 + 1.4)$	3.12
Ширина газоходу	$a$	$m$	Конструктив газоходу	0.378
Довжина газоходу	$b$	$m$		0.432
Еквівалентний діаметр	$d_{екв}$	$m$	$\frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0.378 \cdot 0.432}{0.378 + 0.432}$	0.657
Довжина ділянки газоходу	$l$	$m$	Конструктив газоходу	3.27
Опір тертя на ділянці газоходу	$\Delta h_{m3}$	$Pa$	$\lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}} \cdot h_0 = 0.02 \cdot \frac{3.27}{0.657} \cdot 1.3$	0.21
Сумарний опір ділянки	$\Delta h_{03}$	$Pa$	$\Delta h + \Delta h_{m3} = 3.12 + 0.21$	3.33

Таблиця 1.12 – Загальний опір газового тракту, вибір димососа та ел. двигуна

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	65
Загальний опір газоходів	$\sum \Delta h$	$Pa$	$\Delta h_{01} + \Delta h_{02} + \Delta h_{03} = 8.56 + 5.19 + 3.33$	17.09
Перепад повних тисків	$H_n$	$Pa$	$\Delta h_{kn} + \Delta h_{ge} + \sum \Delta h - h_c =$ $= 100.64 + 138.92 + 17.09 - 92.61$	168.04
Коефіцієнт запасу тиску	$\beta_2$	-	Таблиця 4-1 [52]	1.2
Розрахунковий повний тиск	$H_p$	$Pa$	$\beta_2 \cdot H_n = 1.2 \cdot 164.04$	196.84
Коефіцієнт запасу продуктивності	$\beta_1$	-	Таблиця 4-1 [52]	1.1
Продуктивність димососу	$Q_p$	$\frac{m^3}{год}$	$\beta_1 \cdot G_{mp} = 1.1 \cdot 2955.16$	3250.68
Вибираємо димосос марки ДН-6.3			$f(H_n; Q_p)$ Рисунок VII-30 [52]	
Коефіцієнт корисної дії димососу	$\eta_d$	-	$f(H_n; Q_p)$ Рисунок VII-39 [51]	0.83
Потужність двигуна	$N_d$	$kWt$	$\frac{H_n \cdot Q_p}{\eta_d \cdot 3600} = \frac{194.84 \cdot 3250.68}{0.83 \cdot 3600}$	12.34

### 3 Аеродинамічний розрахунок чавунного ребреного економайзера

Формули для аеродинамічного розрахунку взяті з [52]. Схема газового тракту при підключенні чавунного ребреного економайзера зображена на рисунку 4.6.



1 – паровий котел ДКВр-2.5-1.4ГМ, 2 – економайзер ЕП2-94, 3 – димосос,  
4 – димова труба, 5 – газохід від котла до водяного економайзера, 6 - газохід від водяного економайзера до димососу, 7 - газохід від димососу до димової труби

Рисунок 1.2 – Схема газового тракту при підключенні гладкотрубного водяного економайзера ЕП2-94

Таблиця 1.13 – Конструктивні характеристики оребреного чавунного економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труб	$d$	$m$	Конструктив економайзера	0.076
Поперечний крок труб	$S_1$	$m$		0.15
Повздовжній крок труб	$S_2$	$m$		0.15
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1 - d}{d} = \frac{0.15}{0.076}$	1.97
Відносний поздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2 - d}{d} = \frac{0.15}{0.076}$	1.97
Коефіцієнт	$\psi$	-	$\frac{S_1 - d}{S_2 - d} = \frac{0.15 - 0.076}{0.15 - 0.076}$	1

Таблиця 1.14 – Аеродинамічний опір оребреного чавунного економайзера

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Площа поверхні нагріву ребристої труби	$H$	$m^2$	Конструктив економайзера	2.95
Сторона ребра	$a_{p\delta}$	$m$	$2 \cdot h_{p\delta} + d = 2 \cdot 0.046 + 0.076$	0.169
Відношення	$H/n$	-	$\pi \cdot d \cdot (s_{p\delta} - \delta) + 2 \cdot (a_{p\delta}^2 - 0.785 \cdot d^2) + 4 \cdot a_{p\delta} \cdot \delta =$ $\pi \cdot 0.076 \cdot (0.025 - 0.006) + 2 \cdot (0.169^2 -$ $- 0.785 \cdot 0.076^2) + 4 \cdot 0.169 \cdot 0.006$	0.056
Визначальний розмір	$l$	$m$	$\frac{\pi \cdot d^2 (s_{p\delta} - \delta)}{H/n} + \frac{2 \cdot (a_{p\delta}^2 - 0.785 \cdot d^2) + 4 \cdot a_{p\delta} \cdot \delta}{H/n} \times$ $\times \sqrt{a_{p\delta}^2 - 0.785 \cdot d^2} = \frac{\pi \cdot 0.076^2 (0.025 - 0.006)}{0.056} +$ $+ \frac{2 \cdot (0.169^2 - 0.785 \cdot 0.076^2) + 4 \cdot 0.169^2}{0.056} \times$ $\times \sqrt{0.169^2 - 0.785 \cdot 0.076^2}$	0.149
Отношение	$l/d_e$	-	$\frac{l}{d} = \frac{0.149}{0.076}$	1.96
Число Рейнольдса	$Re$	-	$\frac{w_e \cdot d_e}{\nu} = \frac{2.78 \cdot 0.076}{3.24 \cdot 10^{-5}}$	12787
Поправка	$C_s$	-	$0.52 \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^{0.3} \cdot \psi^{-0.68} = 0.52 \cdot (1.96)^{0.3} \cdot 1^{-0.68}$	0.63
Кількість труб по глибині пучка	$z_2$	-	Конструктив економайзера	16
Поправка	$C_z$	-	$z_2 > 6$ , стор. 14 [52]	1
Коефіцієнт опору	$\zeta_0$	-	$C_z \cdot C_s \cdot Re^{0.08} = 1 \cdot 0.63 \cdot 12787^{0.08}$	0.29

Продовження таблиці 1.14

1	2	3	4	5
Коефіцієнт опору коридорного гладкотрубного пучка	$\zeta$	-	$\zeta_0 \cdot z_2 = 0.29 \cdot 16$	4.64
Густина димових газів	$\rho_{d,z}$	$\frac{\kappa z}{m^3}$	$f(\mathcal{G}^n)$ Таблиця 16 [50]	0.74
Опір поперечно омиваємих оребрених труб	$\Delta h_{ве}$	Па	$\zeta \cdot \frac{\rho_z \cdot w_z}{2} = 4.64 \cdot \frac{0.74 \cdot 2.78^2}{2}$	87.52

Таблиця 1.15 – Аеродинамічний опір газоходу на ділянці котел-економайзер

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Коефіцієнт місцевого опору при повороті на 90°	$\zeta_{90}$	-	стор. 19 [52]	1
Кількість поворотів на 90°	$n$	шт	Конструктив газоходу	3
Площа більшого перерізу дифузора	$F_6^0$	м <sup>2</sup>		1.36
Площа меншого перерізу дифузора	$F_m^0$	м <sup>2</sup>		0.46
Кут розкриття дифузору	$\alpha$	Градус кута		24.46
Коефіцієнт поліоти удару	$\varphi_p$	-	$f(\alpha)$ Рисунок VII-12 [52]	0.65
Відношення	$F_m^0 / F_6^0$	-	$\frac{F_m^0}{F_6^0} = \frac{0.46}{1.36}$	0.34
Коефіцієнт місцевого опору виходу дифузора	$\zeta_{вих}^0$	-	$f(F_m^0 / F_6^0)$ Рисунок VII-11 [52]	0.31
Коефіцієнт місцевого опору дифузора	$\zeta_{диф}$	-	$\zeta_{вих}^0 \cdot \varphi_p = 0.31 \cdot 0.65$	0.2
Швидкість димових газів на ділянці	$w_z$	$\frac{m}{c}$	$\frac{B \cdot V_z \cdot (\mathcal{G}^n + 273)}{F_6 \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (148.2 + 273)}{0.468 \cdot 273}$	1.67
Динамічний напір на ділянці	$h_0$	Па	$f(\mathcal{G}^n; w_z)$ Рисунок VII-2 [52]	0.5
Місцевий опір на ділянці	$\Delta h_0$	Па	$h_0 \cdot n \cdot \zeta_{90} = 0.5 \cdot 3 \cdot 1$	1.5
Місцевий опір дифузора	$\Delta h_{диф}$	Па	$\zeta_{диф} \cdot h_0 = 0.2 \cdot 0.5$	0.1
Сума місцевих опорів	$\Sigma \Delta h_m$	Па	$\Delta h_0 + \Delta h_{диф} = 1.5 + 0.1$	1.6
Ширина газоходу	$a$	м	Конструктив газоходу	0.489
Довжина газоходу	$b$	м		0.856
Еквівалентний діаметр	$d_{екв}$	м	$\frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0.489 \cdot 0.856}{0.489 + 0.856}$	0.62
Довжина ділянки газоходу	$l$	м	Конструктив газоходу	6.43
Опір тертя на ділянці газоходу	$\Delta h_m$	Па	$\lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}} \cdot h_0 = 0.02 \cdot \frac{6.43}{0.62} \cdot 0.5$	0.1
Сумарний опір ділянки	$\Delta h_{01}$	Па	$\Sigma \Delta h_m + \Delta h_{m3} = 1.6 + 0.1$	1.7

Таблиця 1.16– Аеродинамічний опір газоходу на ділянці економайзер-димосос

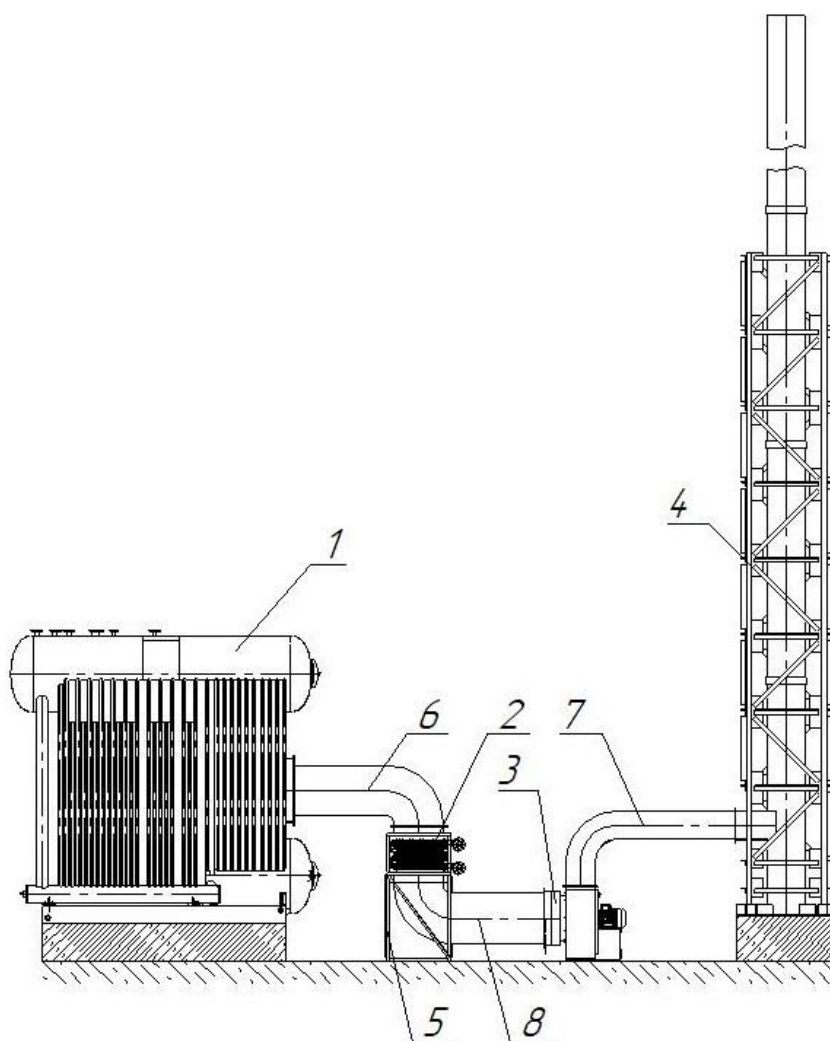
Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	65
Кут розкриття дифузору	$\alpha$	Градус кута	Конструктив газоходу	42
Площа меншого перерізу дифузора	$F_m^{\partial 1}$	$m^2$		0.24
Відношення	$F_m^{\partial 1} / F_m^{\partial}$	-	$\frac{F_m^{\partial 1}}{F_m^{\partial}} = \frac{0.082}{0.156}$	0.52
Коефіцієнт поліоти удару	$\varphi_p$	-	$f(\alpha)$ Рисунок VII-12 [52]	0.95
Коефіцієнт місцевого опору виходу дифузора	$\zeta_{вих}^{\partial 1}$	-	$f(F_m / F_o^{\partial})$ Рисунок VII-11 [52]	0.5
Коефіцієнт місцевого опору дифузора	$\zeta_{диф}^1$	-	$\zeta_{вих}^{\partial 1} \cdot \varphi_p = 0.5 \cdot 0.95$	0.475
Місцевий опір дифузора	$\Delta h_m^{\partial 1}$	Па	$\zeta_{диф}^1 \cdot h_o = 0.475 \cdot 0.5$	0.237
Кількість поворотів на 90°	$n$	шт	Конструктив газоходу	3
Коефіцієнт місцевого опору на ділянці економайзер-димосос	$\Sigma \zeta_m$	-	$\zeta_{90} \cdot n = 1 \cdot 3$	3
Місцевий опір на ділянці	$\Delta h_m$	Па	$\Sigma \zeta_m \cdot h_o = 3 \cdot 0.5$	1.5
Довжина ділянки газоходу	$l$	м	Конструктив газоходу	7.52
Опір тертя на ділянці газоходу	$\Delta h_{m1}^M$	Па	$\lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}} \cdot h_o = 0.02 \cdot \frac{7.52}{0.62} \cdot 0.5$	0.12
Сумарний опір ділянки	$\Delta h_{o2}$	Па	$\Delta h_m^{\partial 1} + \Delta h_{m1}^M + \Delta h_m = 0.237 + 0.12 + 1.5$	1.85

Таблиця 1.17 – Загальний опір газового тракту, вибір димососа та ел. двигуна

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	65
Загальний опір газоходів	$\Sigma \Delta h$	Па	$\Delta h_{o1} + \Delta h_{o2} + \Delta h_{o3} = 1.7 + 1.85 + 3.33$	6.89
Перепад повних тисків	$H_n$	Па	$\Delta h_{кн} + \Delta h_{ве} + \Sigma \Delta h - h_c =$ $= 100.64 + 87.52 + 6.89 - 92.61$	102.44
Коефіцієнт запасу тиску	$\beta_2$	-	Таблиця 4-1 [52]	1.2
Розрахунковий повний тиск	$H_p$	Па	$\beta_2 \cdot H_n = 1.2 \cdot 102.44$	122.92
Коефіцієнт запасу продуктивності	$\beta_1$	-	Таблиця 4-1 [52]	1.1
Продуктивність димососу	$Q_p$	$\frac{m^3}{год}$	$\beta_1 \cdot G_{mp} = 1.1 \cdot 2955.16$	3250.68
Вибираємо димосос марки ДН-6.3			$f(H_n; Q_p)$ Рисунок VII-30 [52]	
Коефіцієнт корисної дії димососу	$\eta_o$	-	$f(H_n; Q_p)$ Рисунок VII-39 [52]	0.83
Потужність двигуна	$N_o$	кВт	$\frac{H_n \cdot Q_p}{\eta_o \cdot 3600} = \frac{122.92 \cdot 3250.68}{0.83 \cdot 3600}$	7.66

#### 4 Аеродинамічний розрахунок ребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним ребренням

Формули для та методика для аеродинамічного розрахунку взяті з [51] та з залежностей, які отримані в ході аеродинамічного дослідження плоскоовальних труб з неповним ребренням. Схема газового тракту при підключенні ребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним ребренням зображена на рисунку 4.6.



- 1 – паровий котел ДКВр-2.5-1.4ГМ, 2 – економайзер, виконаний з плоскоовальних труб,  
 3 – димосос, 4 – димова труба, 5 – опора економайзера; 6 – газохід від котла до водяного економайзера, 7 - газохід від димососу до димової труби,  
 8 - газохід від водяного економайзера до димососу

Рисунок 1.3 – Схема газового тракту при підключенні ребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним ребренням

Таблиця 1.18 – Конструктивні характеристики оребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Зовнішній діаметр труб	$d$	$m$	Конструктив економайзера	0.015
Поперечний крок труб	$S_1$	$m$		0.079
Повздовжній крок труб	$S_2$	$m$		0.053
Відносний поперечний крок труб	$\sigma_1$	-	$\frac{S_1}{d} = \frac{0.079}{0.015}$	5.26
Відносний поздовжній крок труб	$\sigma_2$	-	$\frac{S_2}{d} = \frac{0.053}{0.015}$	3.53
Коефіцієнт оребрення	$\psi$	-	Конструктив економайзера	21.5

Таблиця 1.19 – Аеродинамічний опір оребреного економайзера, виконаного з шахового пучка плоскоовальних труб з неповним оребренням

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Показник степеня	$n$	-	$(63500 \cdot e^{-\psi} + 0.085)^{0.5} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-0.41} =$ $= (63500 \cdot e^{-21.5} + 0.085)^{0.5} \cdot \left(\frac{0.079}{0.053}\right)^{-0.41}$	0.24
Коефіцієнт	$C_s$	-	$2 - 2.9 \cdot th \left\{ 2 \cdot \left[ \left(\frac{S_1}{S_2}\right) - \ln(0.24 \cdot \psi) \right] \right\} + 0.15 \cdot \psi =$ $= 2 - 2.9 \cdot th \left\{ 2 \cdot \left[ \left(\frac{0.079}{0.053}\right) - \ln(0.24 \cdot 21.5) \right] \right\} +$ $+ 0.15 \cdot 21.5$	6.11
Попрака на малорядність	$C'_z$	-	$z_2 > 6$	1
Число Ельєра	$Eu$	-	$C_s \cdot C'_z \cdot Re^{-n} = 6.11 \cdot 1 \cdot 3194^{-0.24}$	0.82
Густина димових газів	$\rho_{0,2}$	$\frac{kg}{m^3}$	$f(\mathcal{G}')$ Таблиця 16 [50]	0.74
Опір поперечно омиваемих оребрених труб економайзера	$\Delta h_{ve}$	$Pa$	$Eu \cdot \rho_{0,2} \cdot w_2^2 = 0.82 \cdot 0.74 \cdot 6.91^2$	78,54

Таблиця 1.20 – Аеродинамічний опір газоходу на ділянці котел-економайзер

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Коефіцієнт місцевого опору при повороті на 90°	$\zeta_{90}$	-	стор. 19 [52]	1

Продовження таблиці 1.20

1	2	3	4	5
Площа живого перерізу газоходу	$F_2$	$m^2$	Конструктив газоходу	0.22
Швидкість димових газів на ділянці	$w_2$	$\frac{m}{c}$	$\frac{B \cdot V_2 \cdot (\vartheta'' + 273)}{F_2 \cdot 273} = \frac{0.048 \cdot 10.59 \cdot (148.2 + 273)}{0.22 \cdot 273}$	3.56
Динамічний напір на ділянці	$h_0$	$Па$	$f(\vartheta''; w_2)$ Рисунок VII-2 [52]	0.5
Місцевий опір на ділянці	$\Delta h_0$	$Па$	$h_0 \cdot \zeta_{90} = 0.5 \cdot 1$	0.5
Ширина газоходу	$a$	$m$	Конструктив газоходу	0.328
Довжина газоходу	$b$	$m$		0.67
Еквівалентний діаметр	$d_{екв}$	$m$	$\frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0.328 \cdot 0.67}{0.328 + 0.67}$	0.44
Довжина ділянки газоходу	$l$	$m$	Конструктив газоходу	2
Опір тертя на ділянці газоходу	$\Delta h_m$	$Па$	$\lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}} \cdot h_0 = 0.02 \cdot \frac{2}{0.44} \cdot 0.5$	0.045
Сумарний опір ділянки	$\Delta h_{01}$	$Па$	$\Delta h_0 + \Delta h_m = 0.5 + 0.045$	0.545

Таблиця 1.21 – Загальний опір газового тракту, вибір димососу та ел. двигуна

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат
1	2	3	4	5
Загальний опір газоходів	$\Sigma \Delta h$	$Па$	$2 \cdot \Delta h_{01} + \Delta h_{03} = 2 \cdot 0.545 + 3.33$ (так, як газоходи від котла до економайзера та від економайзера до димососу однакові)	4.42
Перепад повних тисків	$H_n$	$Па$	$\Delta h_{кн} + \Delta h_{ве} + \Sigma \Delta h - h_c =$ $= 100.64 + 29.68 + 4.42 - 92.61$	42.13
Коефіцієнт запасу тиску	$\beta_2$	-	Таблиця 4-1 [52]	1.2
Розрахунковий повний тиск	$H_p$	$Па$	$\beta_2 \cdot H_n = 1.2 \cdot 42.13$	50.56
Коефіцієнт запасу продуктивності	$\beta_1$	-	Таблиця 4-1 [52]	1.1
Продуктивність димососу	$Q_p$	$\frac{m^3}{год}$	$\beta_1 \cdot G_{mp} = 1.1 \cdot 2955.16$	3250.68
Вибираємо димосос марки ДН-6.3			$f(H_n; Q_p)$ Рисунок VII-30 [51]	
Коефіцієнт корисної дії димососу	$\eta_0$	-	$f(H_n; Q_p)$ Рисунок VII-39 [52]	0.83
Потужність двигуна	$N_0$	$кВт$	$\frac{H_n \cdot Q_p}{\eta_0 \cdot 3600} = \frac{50.56 \cdot 3250.68}{0.83 \cdot 3600}$	5.5



ЗАТВЕРДЖУЮ  
Декан теплоенергетичного  
факультету НТУУ «КПІ»  
\_\_\_\_\_Є.М. Письменний  
«\_\_»\_\_\_\_\_2016 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ  
НА НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ

“Підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь  
нагріву котлів малої потужності”

ПОГОДЖЕНО  
К.т.н., с.н.с  
Кафедри АЕС і ІТФ  
\_\_\_\_\_Терех О.М.  
“\_\_”\_\_\_\_\_2016 р.

ПОГОДЖЕНО  
Зав. кафедри АЕС і ІТФ  
\_\_\_\_\_Туз В. О.  
“\_\_”\_\_\_\_\_2016 р.

## **1 Підстава для проведення роботи**

1.1 Підстава для проведення роботи:

Держбюджетна тема №2853-ф, «Тепломасообмін при конденсації водяної пари з продуктів згорання на поверхні профільованих оребрених труб». Термін виконання: 01.01.2015 – 31.12.2017р.

1.2 Термін виконання роботи: початок – 01 вересня 2016р.

завершення – 30 травня 2018р.

1.3 Підрозділ виконавець: «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», Теплоенергетичний факультет (ТЕФ), кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики (АЕС і ІТФ).

## **2 Мета, призначення НДР та вихідні дані для проведення**

2.1 Мета даної роботи:

—Підвищити теплоаеродинамічну ефективність економайзерної поверхні нагріву котла ДКВР-2,5-13.

—Підвищити ККД котла за рахунок заміни чавунного економайзера на економайзер зі сталевих труб з неповним поперечним оребренням.

—Зменшити масо-габаритні характеристики економайзерної поверхні нагріву котлоагрегату шляхом застосування металевих труб з неповним поперечним оребренням.

2.2 Призначення роботи:

За результатами досліджень та розрахунків внести зміни у конструкцію котла, а саме зменшити габарити та масу економайзерної поверхні шляхом заміни чавунної на сталеву.

2.3 Актуальність:

Актуальність роботи полягає у необхідності підвищення енергоефективності роботи газового тракту котлів малої потужності в широкому діапазоні навантажень. Це дасть змогу зменшити масо-габаритні характеристики парового котла, підвищити ККД шляхом зменшення втрат з відхідними газами. В результаті цього зменшиться витрата природнього газу із збереженням номінальної паропродуктивності.

## **3 Наукова цінність**

Створення нових ефективних конструкцій на основі експериментальних досліджень теплообміну і аеродинаміки нових пакетів оребрених труб.

## **4 Основна науково-технічна ідея**

В основу роботи покладено результати комплексних досліджень та розрахунків процесів теплообміну та аеродинаміки пучків труб з неповним поперечним оребренням спеціалістами лабораторії теплофізичних досліджень кафедри АЕС і ІТФ, які дозволили визначити основні напрямки вдосконалення конструкції економайзера котла. Основна науково-технічна ідея полягає у застосуванні сталевих труб з неповним поперечним оребренням в економайзерній поверхні нагріву, які мають малий аеродинамічний опір та підвищений коефіцієнт тепловіддачі.

## **5 Вихідні дані**

Дана робота є етапом досліджень теплообміну та аеродинаміки для створення нових ефективних поверхонь з пакетів сталевих труб з неповним поперечним оребренням.

## **6 Вимоги до виконання науково-дослідної роботи**

Виконати дослідження тепло аеродинамічної ефективності економайзерної поверхні нагріву котла ДКВР-2,5-13.

Паропроодуктивність котла – 2,5 т/год;

Тиск насиченої пари на виході з котла – 1,3 МПа;

Температура насиченої пари – 190°C;

Проектне паливо – природний газ.

## **7 Етапи виконання роботи**

7.1 Оформлення технічного завдання на виконання науково-дослідницької роботи.

7.2 Огляд конструкцій та типів економайзерів для котлів малої продуктивності.

7.3 Огляд економайзерних поверхонь нагріву з пакетів гладких та оребрених труб.

7.4 Методика дослідження теплообміну поверхонь нагріву з пучків оребрених труб.

7.5 Методика дослідження аеродинаміки поверхонь нагріву з пучків оребрених труб.

7.6 Результати дослідження теплообміну пучків труб з неповним поперечним оребренням.

7.7 Результати дослідження аеродинаміки пучків труб з неповним поперечним оребренням.

7.8 Методи розрахунку економайзерних поверхонь нагріву з пучків труб.

7.9 Результати теплоаеродинамічного розрахунку котла ДКВР-2,5-13 з чавунним економайзером.

7.10 Результати теплоаеродинамічного розрахунку котла ДКВР-2,5-13 з економайзером, виготовленим зі сталевих труб неповного поперечного оребрення.

7.11 Порівняльний аналіз теплоаеродинамічної ефективності чавунного та сталевих економайзерів.

7.12 Оформлення пояснювальної записки та креслень.

## **8 Очікувані результати та порядок реалізації НДР**

8.1 Очікувані результати:

Робота спрямована на розробку рекомендацій та пропозицій конструкції нової економайзерної поверхні парових котлів малого тиску.

8.2 Передбачувані способи реалізації результатів НДР, рекомендації щодо застосування та впровадження результатів НДР:

Результати даної роботи можуть бути реалізовані при розробці нових конструкцій парових котлів низького тиску. Результати дослідження слід враховувати при складанні теплової аеродинамічної та гідравлічної схем котла на стадії проектування та розрахунку поверхонь котла.

8.3 Можливі користувачі:

Результати НДР можуть бути ефективно впроваджені підприємствами, які спеціалізуються на виготовленні парових котлів малого тиску. Одним з таких найбільших заводів в Україні є Монастирищенська виробничо-впроваджувальна фірма «Енергетик» та ОАО «ТЕКОМ» (м. Монастирище).

## **9 Матеріали, що надаються після закінчення роботи**

- 9.1 Технічне завдання.
- 9.2 Документ про впровадження
- 9.3 Пояснювальна записка.
- 9.4 Креслення.

## **10 Вимоги щодо технічного захисту інформації**

В роботі відсутні обмеження за пп. 11.1-11.5 Тимчасового Переліку 1992р., немає відомостей, опублікування яких заборонено відповідно до «Зводу відомостей, що становлять державну таємницю» (затвердженого наказом СБУ №440 від 12.05.2005р.) і «Переліку конфіденційної інформації МОН України» від 14.02.2002р. №5 ДСК, тому робота виконується у відкритому порядку.

## **11 Порядок розгляду і приймання НДР**

Результати роботи розглядаються на засіданні кафедри АЕС і ІТФ НТУУ «КПІ».

Науковий керівник НДР

Студент групи ТК-61м ТЕФ НТУУ «КПІ»

\_\_\_\_\_Рогачов В. А.

\_\_\_\_\_Янушевський В.А.

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2016р.

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2016 р.

№ \_\_\_\_\_ від

Проректору НТУУ «КПІ»  
З наукової роботи  
чл-корр. НАН України  
Ільченку М. Ю.**Щодо підтримки та намірів впровадження НДР**  
**«Підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь нагріву котлів малої потужності»**

Монастирищенський котельний завод ТОВ МПВФ «Енергетик» являє собою сучасне виробниче підприємство, що має великий потенціал, виготовляє і реалізує широкий асортимент продукції, яка відрізняється високою якістю виробництва. Відпрацьована до найдрібніших деталей організація виробничого процесу є запорукою поставок якісних парових та водогрійних котлів, теплотехнічного та допоміжного обладнання тощо.

Результати дисертаційної роботи Янушевського В.А. прийнято для використання у практиці розрахунків та проектування економайзерних поверхонь нагріву котлів серії Е, ДКВр та теплообмінного обладнання. Матеріали дисертації Янушевського В.А. щодо використання у якості теплообмінної поверхні нагріву плоскооувальних труб з неповним оребренням показують можливість підвищення теплоаеродинамічної ефективності та надійності експлуатації устаткування.

На наш погляд НДР «Підвищення теплоаеродинамічної ефективності економайзерних поверхонь нагріву котлів малої потужності» є важливою та актуальною на сьогоднішній день і має всі перспективи впровадження на нашому підприємстві.

Директор

**О.Г. Пархоменко**