

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад.І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

_____ Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2021 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика _____
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

_____ Теплоенергетика та енергоефективні технології

на тему: _____ Аналітичне дослідження впливу зміни умов експлуатації на
_____ економічність роботи жаротрубних водогрійних котлів

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗТЕ-2-5М

_____ Богдан Сергій Олексійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ проф. Поржезінський Юрій Георгійович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Консультант _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2021 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Василенко С.М.

“10” листопада 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Богдана Сергія Олексійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Аналітичне дослідження впливу зміни умов експлуатації на економічність роботи жаротрубних водогрійних котлів

керівник роботи : к.т.н., проф. Поржезінський Юрій Георгійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “09”11.2020 року № 935-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2021 року

3. Вихідні дані до роботи матеріали переддипломної практики

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

1. Літературний огляд, конструктивні схеми, переваги і недоліки, особливості розрахунку топки жаротрубного котла, розрахунок димогарних трубок з вставками

2. Дослідження впливу режимних параметрів на роботу водогрійного жаротрубного котла, зміна навантаження, зміна повітряного режиму роботи котла, зміна температури на вході в котел, зміна якості палива

3. Охорона праці

4. Список використаних джерел

5. Висновки

6. Перелік графічного матеріалу
презентація Power Point-7 слайдів

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 10.11.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на дипломний проект	10.11-13.11.20	Виконано
1	Літературний огляд, конструктивні схеми, переваги і недоліки, особливості розрахунку топки жаротрубного котла, розрахунок димогарних трубок з вставками	14.11-21.12.20	Виконано
2	Дослідження впливу режимних параметрів на роботу водогрійного жаротрубного котла, зміна навантаження, зміна повітряного режиму роботи котла, зміна температури на вході в котел, зміна якості палива	22.12-20.01.21	Виконано
3	Оформлення кваліфікаційної роботи	21.01-27.01.21	Виконано
4	Оформлення презентації в середовищі Power Point	28.01-31.01.21	Виконано

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Богдан С.О.
(прізвище та ініціали)

Поржезінський Ю.Г.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК.....	4
АНОТАЦІЯ.....	5
ВСТУП.....	8
1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД.....	9
1.1. Водогрійні жаротрубні котли.....	9
1.2. Конструктивні схеми.....	10
1.3. Переваги і недоліки.....	13
1.4. Особливості розрахунку топки жаротрубного котла.....	15
1.5. Розрахунок димогарних трубок з вставками.....	19
2. Дослідження впливу режимних параметрів на роботу водогрійного жаротрубного котла.....	32
2.1. Зміна навантаження.....	33
2.2. Зміна повітряного режиму роботи котла.....	38
2.3. Зміна температури на вході в котел.....	41
2.4. Зміна якості палива.....	43
3. Охорона праці.....	47
3.1. Техніка безпеки при експлуатації водогрійних жаротрубних котлів.....	47
3.2. Обслуговування котельних установок.....	51
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	54
ВИСНОВКИ.....	56

					<i>00MKP1440П ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дат</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Богдан С.О.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Поржезінський Ю.Г</i>			4	57	
<i>Реценз.</i>					<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ гр. ЗТЕ-2-5М</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

Аналітичне дослідження впливу зміни умов експлуатації на економічність роботи жаротрубних водогрійних котлів

ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК

Актуальність дослідження.

Останнім часом енергетична промисловість почала випускати для потреб промисловості та населення нові жаротрубні котли, використовуючи для цього нові методики розрахунку димогарного пучка і топки. Більший об'єм вироблення сучасних конструкцій жаротрубних котлів зв'язаний з їх меншою собівартістю, як що порівнювати з водотрубними і чавунними котлами, та, більш високим ККД (92-93відсотки) а також більш високим ступенем автоматизації та ремонтоздатності. Жаротрубні котли широко застосовуються для роботи районних котелен та приватних побутових опалювальних котелен. Конструктивні особливості жаротрубних котлів відмінні від водотрубних. Тому постало питання щодо розробки оптимальних експлуатаційних режимів роботи жаротрубних котлів.

Науково-технічне забезпечення з розробки режимів експлуатації відстає від зростаючих темпів виробництва жаротрубних опалювальних котлів. На даний момент немає загальних рекомендацій з режимів роботи жаротрубних котлів. Тому визначення режимів, які б врахували конструктивні особливості жаротрубного елемента і фізико-хімічні процеси в цих котлах, є на сьогодні важливим етапом розвитку.

Зв'язок дослідження роботи з науковими програмами. Робота відповідає науковій тематиці кафедри.

Мета дослідження. Дослідити вплив зміни експлуатаційних факторів на теплотехнічні характеристики жаротрубного котла при використанні різних видів палива, для зменшення витрати палива.

Об'єкт дослідження. Процеси теплообміну у топці та жаротрубному пучку водогрійного котла з димогарними трубами.

Предмет дослідження. Водогрійний котел з димогарними трубами.

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Наукова новизна.

Новизна результатів які були одержані полягає у розвитку та подальших удосконаленнях режиму для безпечної та економічної експлуатації жаротрубних котлів.

Практичне значення отриманих результатів.

Результати дослідження корисно використовувати при експлуатації котлів котелен, цукрових заводів працюючих на газі і мазуті з метою економії палива.

Особистий внесок магістранта.

Магістрант:

- здійснив аналітичний огляд літературних публікацій, присвячених методиці теплового розрахунку жаротрубних котлів;
- досліджено як впливають зміни факторів експлуатації на теплотехнічні характеристики жаротрубного котла при його роботи на газі та мазуті.

Публікації. Публікацій виконавця роботи даного магістерського дослідження на момент її захисту немає.

Структура магістерської роботи. Магістерська кваліфікаційна робота складена із вступу, трьох розділів та висновків. Повний осяг роботи становить 57 сторінок та містить 19 рисунків.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка кваліфікаційної магістерської роботи за темою «Аналітичне дослідження впливу зміни умов експлуатації на економічність роботи жаротрубних водогрійних котлів» .

У роботі здійснено тепловий розрахунок жаротрубного котла КОЛВІ, потужністю 4 МВт. За методикою теплового розрахунку проведено дослід як впливають зміни таких експлуатаційних факторів: температура води на вході в жаротрубний котел, коефіцієнт надлишку повітря, відсоток вологості палива, навантаження на теплотехнічні характеристики котла. Запропоновано рекомендації щодо експлуатаційних режимів жаротрубних котлів які підвищують їх ККД та збільшують термін експлуатації трубних дошок жаротрубного пучка.

Робота включає розділи :

- інформаційний блок, анотацію , вступ
- літературний огляд , конструкції , переваги і недоліки, особливості розрахунку топки і жаротрубного пучка.
- дослідження впливу режимних параметрів на роботу водогрійного жаротрубного котла зі зміною навантаження, зміною повітряного режиму роботи котла, зміною температури на вході в котел, зміною якості палива .
- розглянуто питання з охорони праці.
- зроблені висновки.
- використана література, робота викладена на 57 сторінок.

Ключові слова: жаротрубний котел, топка, ККД, витрата палива, димогарні труби, тепловий розрахунок, теплові навантаження .

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Abstract

Explanatory note to the master's thesis on "Analytical study of the impact of changes in operating conditions on the efficiency of fire-tube boilers."

The thermal calculation of the KOLVI fire-tube boiler with a capacity of 4 MW was performed in the work.

Based on the method of thermal calculation, the influence of changes in the coefficient of excess air, return water temperature at the entrance to the fire tube boiler, load and fuel humidity on the thermal characteristics of the boiler was investigated.

Recommendations on operating modes of fire-tube boilers which increase their efficiency and increase service life of a tube of boards of a fire-tube beam are offered.

The work includes sections:

- information block, annotation, introduction
- literature review, designs, advantages and disadvantages, features of calculation of a fire chamber and a fire-tube beam.
- research of influence of mode parameters on work of a water-heating fire-tube boiler with change of loading, change of an air mode of work of a copper, change of temperature at an entrance to a copper, change of quality of fuel.
- labor protection issues are considered.
- conclusions made.
- used literature, the work is set out on 57 pages.

Key words: fire tube boiler, furnace, efficiency, fuel consumption, chimneys, heat calculation, heat loads.

					<i>00MKP1440П ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

ВСТУП

Для задоволення потреб житлово-комунального господарства України виробляється більш ніж 250 млн. ГДж теплоти на рік. Одним із напрямків зниження енерговитрат і поліпшення екологічної обстановки є технічне удосконалювання систем тепlopостачання. Серед способів реалізації цієї мети особливу увагу заслуговує перехід від централізованого до децентралізованого і локального вироблення та розподілу теплоти із застосуванням газових модулів одиничною тепловою потужністю від 0,5 до 4,0 МВт. Це дозволить ефективно вирішувати задачі опалення і гарячого водopостачання з одночасною економією енергії близько 50%. Перспективною конструкцією теплогенераторів, що можуть використовуватися в децентралізованих системах тепlopостачання, є жаротрубні котли, це пов'язано з значною кількістю додаткових переваг жаротрубних котлів: спрощена конструкція, ремонтоздатність високого ступеня, підвищений ККД, високий автоматизаційний рівень, швидке реагування при зміні навантаження, менший гідравлічний опір (дає можливість застосовування меншої потужності насосів, що дозволяє економити електроенергію). Науково-технічне забезпечення з розробки режимів експлуатації відстає від зростаючих темпів виробництва жаротрубних опалювальних котлів. На даний момент немає загальних рекомендацій з режимів роботи жаротрубних котлів.

На сьогодні режими котлів, які були розроблені для агрегатів, які сильно відрізняються великою тепловою потужністю і розмірністю. Також в цих режимах не враховується особливість фізико-хімічних і теплових процесів, що відбуваються у котлах з жаротрубною системою. Це ускладнює визначення оптимальних експлуатаційних режимів останніх і встановлення раціональних технологічних параметрів спалювання палива. Тому визначення режимів, які б врахували конструктивні особливості жаротрубного елемента і фізико-хімічні процеси в цих котлах, є на сьогодні важливим етапом розвитку.

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1. Водогрійні жаротрубні котли

Усі сучасні європейські та американські котлобудівельні заводи, що випускають котли невеликої потужності (від 0,25 до 20 МВт), в основному розробляють та виготовляють жаротрубні котли. Найбільш ефективні котли даної конструкції при невеликій потужності від 0,5 до 7 МВт. При великій потужності ускладнюється їх конструкція, зменшується надійність та ускладнюється реалізація технічних рішень, що забезпечують надійне охолодження усіх елементів котла при вільному русі води всередині водяного об'єму. Крім того для жаротрубних котлів великої потужності (15 - 20 МВт) ускладнюється технологія виготовлення штампованих виробів для корпусу та жарової труби. Для компенсації лінійного подовження жарові труби котлів тепловою потужністю більше 4 МВт слід виконувати хвилястими. При цьому необхідно збільшувати товщину стінок корпусу, особливо його плоских частин, що приводить до значного збільшення маси, а значить, вартості котла.

Газотрубні теплогенератори випускають котлобудівельні фірми Vissman та Omnikal (ФРН), Thompson Cochran та Wyworth (Великобританія), Dukla (Чехія), Noval (Австрія), Hogfos і Alstrom (Фінляндія), Biasi (Італія). У Росії та країнах Прибалтики з 1977 року випускають котлоагрегати марки ВК-21, розроблені в НИИСТ. Україна в останні роки випускає теплогенератори КВ-ГМ-1,6-95СН марки ГКП «Артемівськтепломережа», НКА виробництва ДТЦ «Югэннергоресурс», КСВа виробництва ЗАТ «Промінь» (м. Київ), ВК-22 виробництва «Азовобщемаш» (м. Маріуполь), КОЛВІ виробництва ТОВ «Колві-Євротерм».

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

1.2. Конструктивні схеми жаротрубних котлів

Незважаючи на різноманіття виробників жаротрубних котлів, схеми руху димових газів і води схожі в усіх конструкціях. Для наочності розглянемо конструкцію жаротрубного котла фірми «КОЛВІ-Євротерм».

Конструктивно котел представляє собою (рис. 1.1 та рис. 1.2) конструкцію циліндричної форми, розміщену горизонтально, виконану збірно-зварним методом, що складається із корпусу котла (зовнішньої обичайки) — (поз. 1), топка котла (внутрішня обичайка з днищем) — (поз. 2 та поз. 3) та жаротрубного пучка (поз. 4), звареним з трубними решітками попереду і позаду (поз. 5, 6).

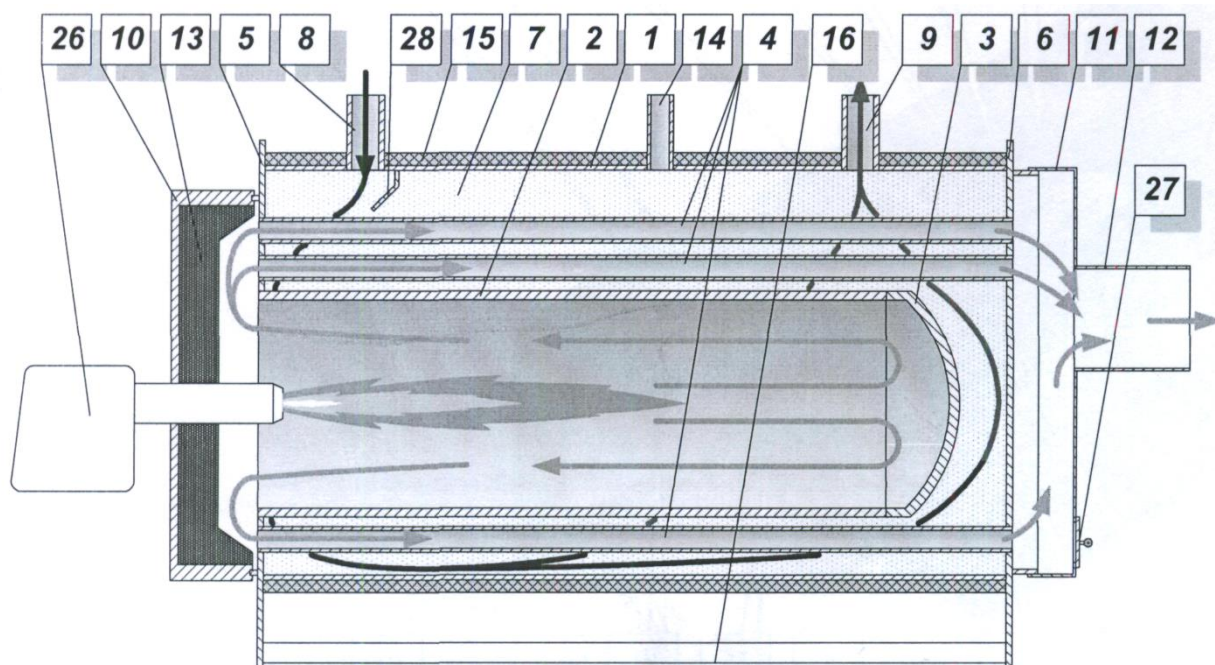


Рис. 1.1. Конструкція котла КОЛВІ

1 - корпус котла; 2 – топка котла; 3 – днище топки; 4 – димогарні труби; 5 – передня трубна решітка; 6 – задня трубна решітка; 7 – водяний тракт котла; 8 – патрубок підведення теплоносія (Т2); 9 – патрубок відведення теплоносія (Т1); 10 – двері топки; 11 – збірний короб димових газів; 12 – патрубок димових газів; 13 – жаростійкий бетон; 14 – патрубок для монтажу запобіжного клапана; 15 – теплоізоляція; 16 – опорна рама направляюча для «зворотної води», 26 – пальник котла; 27 – шлюз для видалення забруднень; 28 – направляюча для зворотної води.

Розміщення конструкції базується на опорній рамі (поз. 16). Водяним трактом котла є внутрішня порожнина між корпусом та топкою (поз. 7). Жаротрубний пучок розміщено всередині водяного тракту. Циркуляція

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

теплоносія (води), виконується за допомогою патрубків вхідної води Т2 (поз. 8) та патрубків води на виході Т1 (поз. 9), розташовані на верхній частині конструкції котла. На верхній частині також розташований патрубок для закріплення запобіжного клапана. Розміщена в порожнині водяного тракту направляюча, (поз. 28) забезпечує потік теплоносія до теплонапруженої передньої трубної решітки. У нижній частині корпусу розміщено патрубок для дренажу.

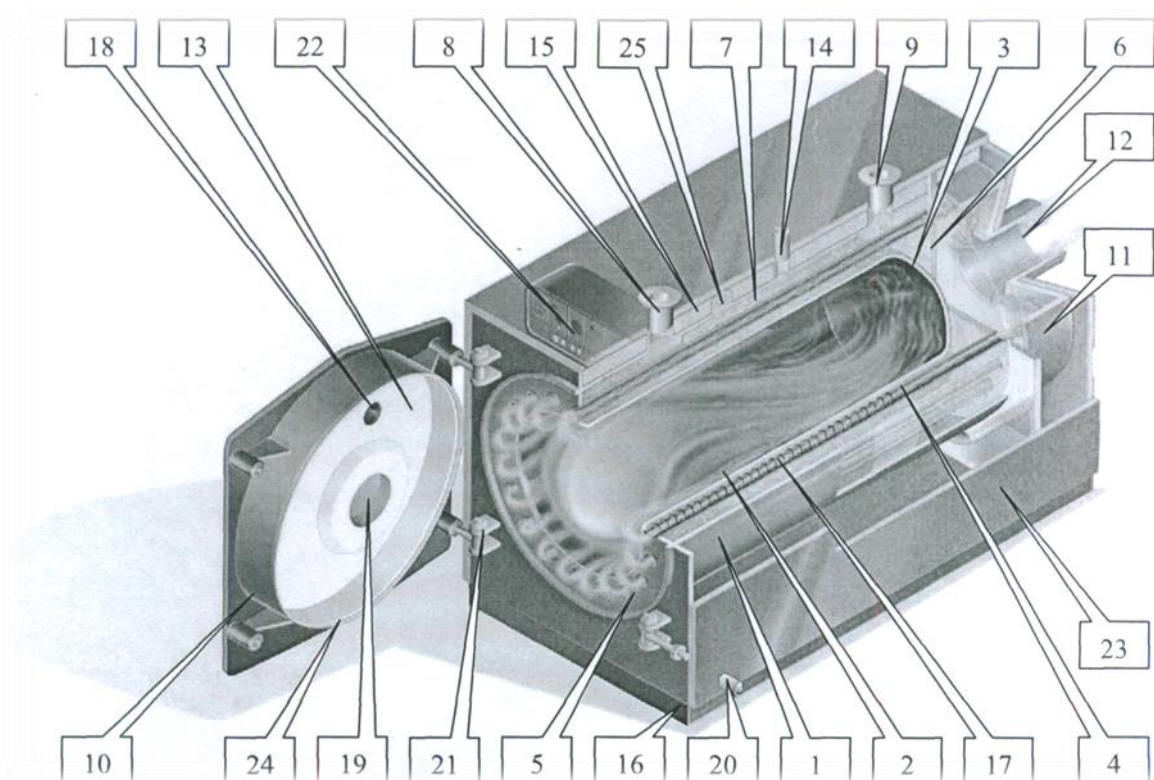


Рис. 1.2. Розміщення основних елементів котла КОЛВІ

1 - корпус котла; 2 - топка котла; 3 - днище топки; 4 - димогарні труби; 5 - передня трубна решітка; 6 - задня трубна решітка; 7 - водяний тракт котла; 8 - патрубок підведення теплоносія (Т2); 9 - патрубок відведення теплоносія (Т1); 10 - двері топки; 11 - збірний короб димових газів; 12 - патрубок димових газів; 13 - жаростійкий бетон; 14 - патрубок для монтажу запобіжного клапана; 15 - теплоізоляція; 16 - опорна рама направляюча для «зворотної води», 17 - турбулізатор; 18 - вікно; 19 - амбразура для установки пальника; 20 - патрубок для дренажу; 21 - петлі для підвісу дверей; 22 - пульт управління; 23 - декоративна панель; 24 - азбестовий шнур.

Топкова камера тупикового типу утворюється порожниною внутрішньої обичайки з днищем. Шлях димових газів проходить від днища до дверей де повертаючись проходить всередині жаротрубного пучка (поз. 4), в якому встановлено турбулізатори (поз. 17), надалі в короб димових газів

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

(поз. 11), з якого в патрубках і у атмосферу через димову трубу . З передньої сторони корпусу котла Двері топки (поз. 10) кріпляться на спеціальних петлях на передній стороні котла (поз. 21) Димові гази переходячи з топки котла у димогарні труби проходять через поворотну камеру створену ізоляційною плитою із жаростійкого матеріалу(поз. 13) який захищає двері топки.

Пальник встановлюється через амбразуру (поз. 19). На дверях топки розміщено вікно (поз. 18). Короб димових газів кріпиться до задньої трубної решітки корпусу на шпильках. У нижній частині короба розміщено шлюз для видалення забруднень (поз. 27) при чищенні газоходів. Топка котла, двері топки, димогарні труби та збірний короб димових газів, закріплений на задній трубній решітці, утворюють газовий тракт котла.

Слід зазначити, що в деяких моделях ГЖК («Ніка» і ін.) димові гази з жарової труби потрапляють у димогарні трубки, повертаючись у задній кришці. Задня кришка в цьому випадку робиться або водоохолоджуючою, або з посиленою футеровкою.

Котли КСВа «ВК» виробник має різних модифікацій. Одна з них КСВа «ВК-34» це стандартна модифікація жаротрубного котла. Тут окремим пакетом вище жарової труби розташовані труби другого ходу. В іншій модифікації КСВа «ВК-21», «ВК-22» розташування труб другого кола виконано симетрично по колу до осі котла.

Модифікація котла КСВа «ВК-32» має в своїй конструкції і водотрубні , і димогарні, нагрівальні елементи. Тут простір створений верхньою обичайкою барабану з димогарними трубами та газощільними суцільнозварними водотрубними панелями являє собою топку котла. (рис. 1.3). У барабані-теплообміннику знаходиться димогарний пучок який є конвекційною часткою даного котла.

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13



Рис. 1.3. Топковий простір котла ВК-32

1.3. Переваги і недоліки жаротрубних котлів

1.3.1. Переваги. ККД сучасних жаротрубних котлів знаходиться на рівні 92-94%, а при наявності конденсаційного економайзера може досягати 98-99%. В основному у котлів даної конструкції здійснюється нагрівання води від 60 до 95 чи 115 °С. Вони працюють на змішувальних газових пальниках під наддувом з мінімальними коефіцієнтами надлишку повітря $\alpha=1,03 - 1,05$. Тому котельні, обладнані такими котлами, не потребують димососів. Необхідно відмітити, що зниження ККД 1,5-2% спостерігається в іноземних пальниках. Виробники часто для збільшення стійкості горіння застосовують коефіцієнти надлишку повітря 1,2-1,25 (більш завищені).

Вартість жаротрубних котлів менша за вартість водотрубних, тому що використовується більше листової сталі і площа труб менша чим в водотрубних котлах. У відсотковому порівнянні затрати при виготовленні жаротрубного котла у вигляді оплати праці і матеріалів менші на 10-15% ніж при виготовленні водотрубного. Додаючи витрати на монтаж ціна може бути менша у кілька разів. Можна відмітити вищу надійність роботи жаротрубних котлів на відміну від водотрубних а також парових.

У жаротрубних котлах великої потужності втрати теплоти в зовнішній простір у 5-6 разів менше чим у водотрубних. Це досягається за рахунок того

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що зовні поверхня котла має корпус заповнений теплоносієм з температурою 85°C що знижає середню температуру металевої поверхні котла.

Перевагами жаротрубних котлів над водотрубними можна вважати : спрощена конструкція, ремонтоздатність високого ступеня, підвищений ККД, високий автоматизаційний рівень, швидке реагування при зміні навантаження, менший гідравлічний опір (дає можливість застосовування меншої потужності насосів, що дозволяє економити електроенергію), використання матеріалів для теплоізоляції з більш низькою температурою і дешевшою ціною . Усі ці фактори підвищують надійність роботи обладнання.

Так як жаротрубні котли за конструктивними особливостями можливо збирати на заводі єдиним блоком то спрощується подальший монтаж, а разом і ціна монтажу для замовника.

1.3.2. Недоліки. Коефіцієнти тепловіддачі жаротрубних котлів відносять до порівняно низьких. Низький коефіцієнт теплопередачі зі сторони газів відбувається за рахунок повздовжнього руху газів у жаротрубному пучку з порівнянням поперечного омивання водотрубних пучків. Для збільшення коефіцієнта тепловіддачі у жаротрубному пучку застосовують різні інтенсифікатори. Інтенсифікатори розміщують у середині труб, після чого у кілька разів підвищується коефіцієнт .

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони води ($500\text{ Вт/м}^2\text{К}$) вважають низьким. На поверхнях газотрубних пучків має наявність вільний рух в об'ємі котла. Кипіння на поверхні жарової труби, а також поворотної камери змушує дотримуватись жорстких норм що до якості води. Зважаючи на це для забезпечення довгої надійності у експлуатації потрібно дотримуватися хімічних норм якості внутрішньокотлової води.

					<i>00MKP144OP TEET 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

1.4. Особливості розрахунку топки жаротрубного котла.

Основна мета теплового розрахунку полягає у визначенні температури димових газів на виході з топки, яка повинна забезпечити безаварійну та ефективну експлуатацію котлоагрегату. Розрахунки проводяться за нормативним методом [1] з адаптацією до особливостей конструкції жаротрубного котла.

Оскільки жаротрубні котли є цільнозварними, то коефіцієнт надлишку повітря у всіх елементах котла однаковий. Екранованою поверхнею в топці вважаємо поверхню стін топки, що охолоджується за допомогою водяної сорочки.

Основними параметрами, що визначають температуру газів на виході з топки є критерій радіаційного теплообміну Больцмана та критерій поглинальної здатності Бугера (1.10). Вид функціональної залежності, що пов'язує між собою ці два параметри, встановлено на основі дослідних даних по теплообміну у топках котлів [1]. Врахування впливу на теплообмін температурного поля топки та ефекту розсіювання випромінювання забезпечує використання ефективного значення критерію Бугера (1.10).

Параметр M , що характеризує вплив на інтенсивність теплообміну рівня розташування пальників, міри забаластованості топкових газів та інших факторів, для жаротрубних котлів, що працюють на газі та мазуті пропонуємо визначити за формулою:

$$M = M_0 \sqrt[3]{r_v}, \quad (1.1)$$

де r_v — параметр забаластованості топкових газів, визначається за формулою (6-27) з НМ [1]. Параметр M_0 обираємо 0,36, як для газомазутних топок при подовому розташуванні пальників. Коефіцієнт $M_0=0,46$ обираємо як для шарових топок за [1].

Коефіцієнт теплової ефективності екранів ψ дорівнює добутку ступеню екранування χ та коефіцієнта, що враховує термічний опір забруднення або закриття ізоляцією. Величину χ пропонуємо визначити наступним чином:

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$\chi = \frac{H_{\text{пр}}}{F_{\text{ст}}}, \quad (1.2)$$

де $H_{\text{пр}}, F_{\text{ст}}$ — площі екранованої поверхні та загальної площі стін топки відповідно, м^2 , знаходяться за конструктивними розмірами топки.

Коефіцієнт ζ , що враховує зниження теплосприйняття при його забрудненні екранів чи їх закритті теплоізоляцією, вибираємо з табл. 6.3 [1]. При спалюванні природного газу та мазуту $\zeta=0,65$, при спалюванні твердого палива $\zeta = 0,1$.

1.4.1. Порядок розрахунку теплообміну в топці жаротрубного котла.

Корисне тепловиділення в топці, кДж/м^3 :

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}(100-q_2)}{100} + Q_{\text{пов}}, \quad (1.3)$$

де $Q_{\text{пов}}$ — теплота, що вноситься в топку разом з повітрям, кДж/м^3 .

Враховується лише для котлів на твердому паливі за умови, якщо в конструкції передбачено попередній підігрів повітря перед спалюванням.

$$Q_{\text{пов}} = \alpha V^0 (ct)_{\text{пов}} \quad (1.4)$$

Ступінь екранування стін топки:

$$\chi = \frac{H_{\text{пр}}}{F_{\text{ст}}}, \quad (1.5)$$

де $H_{\text{пр}}, F_{\text{ст}}$ — площі екранованої поверхні та загальної площі стін топки відповідно, м^2 , знаходяться за конструктивними розмірами топки.

Коефіцієнт теплової ефективності екранів:

$$\psi = \zeta \chi, \quad (1.6)$$

де ζ — коефіцієнт, що враховує зниження теплосприйняття при його забрудненні екранів чи їх закритті. При спалюванні природного газу та мазуту $\zeta=0,65$. Ефективна товщина випромінюючого шару, м :

$$S = 3.6 \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}}, \quad (1.7)$$

де $V_{\text{т}}$ — об'єм топкової камери, м^3 , розраховується за конструктивними розмірами.

Теплове навантаження на об'єм топки, кВт/м^3 :

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_V = \frac{E_p Q_H^p}{V_T}, \quad (1.8)$$

Задаємось температурою димових газів на виході з топки та за I -у таблицею знаходимо відповідну їй ентальпію.

Кількість теплоти, сприйнятої в топці на 1 м³ (1 кг) палива, кДж/м³ (кДж/кг):

$$Q_{пр\ T} = \phi(Q_T - I''_{T,прій.}) \quad (1.9)$$

Критерій Бугера (основна радіаційна характеристика продуктів згорання):

$$Bu = kps, \quad (1.10)$$

де k — коефіцієнт поглинання топкового середовища, 1/(м·МПа), розраховується за температурою і складом газів (RO₂, H₂O) і зваженими в їх потоці частинками сажі, золи і коксу;

p — тиск в топковій камері, МПа (в переважній більшості випадків $p = 0,1$ МПа).

При спалюванні газу та мазуту коефіцієнт поглинання топкового середовища, 1/(м·МПа):

$$k = k_T + mk_c, \quad (1.11)$$

де k_T — коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів спалювання;

$m = 0,1$ при спалюванні газу; при спалюванні мазуту $m = 0,3$;

k_c — коефіцієнт поглинання променів частинками сажі, 1/(м·МПа).

Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів спалювання (RO₂, H₂O):

$$k_T = k_T^0 r_n = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 p r_n S}} \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_T'') \cdot r_n, \quad (1.12)$$

де T_T'' — температура газів на виході з топки, К.

$$k_{зл} \mu_{зл} = \frac{10^4 A_{зл}}{\sqrt{(T_T'')^2}} \cdot \frac{\mu_{зл}}{1 + 1,2 \cdot \mu_{зл} \cdot S}, \quad (1.14)$$

$A_{зл}$ — приймається згідно таблиці 6-1 нормативного методу [1].

Коефіцієнт поглинання променів частинками сажі, 1/(м·МПа):

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T^2} \cdot \left(\frac{C^F}{H^F} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} T_T'' - 0,5), \quad (1.15)$$

де α_T — коефіцієнт надлишку повітря;

$\frac{C^F}{H^F}$ — співвідношення вуглецю і водню в робочій масі палива;

при спалюванні газу:

$$\frac{C^F}{H^F} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m^F H_n^F, \quad (1.16)$$

де m , n — кількість атомів вуглецю і водню в сполученні.

Температура газів на виході з топки, $^{\circ}\text{C}$:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot \text{Bu}^{0,2} \left[\frac{\sigma_0 \psi^F C_T T_a^2}{\varphi B_p (V_c)_{\text{ср}}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (1.17)$$

де T_a — адиабатична температура горіння палива, що в I-у таблиці відповідає корисному теплосприйняттю топки;

M — параметр, що враховує вплив на інтенсивність теплообміну рівня розташування пальників, міри забаластованості топкових газів та інших факторів;

Bu — ефективне значення критерію Бугера;

$(V_c)_{\text{ср}}$ — середня сумарна теплоємність продуктів згорання, $[\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})]$;

φ — коефіцієнт збереження теплоти;

$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$ — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Ефективне значення критерію Бугера:

$$\text{Bu} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \text{Bu}^2 + \text{Bu} + 2}{1,4 \text{Bu}^2 - \text{Bu} + 2} \right) \quad (1.18)$$

$(V_c)_{\text{ср}}$ — середня сумарна теплоємність продуктів згорання, $[\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})]$;

$$(V_c)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - I_{\text{т.прій.}}''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (1.19)$$

де ϑ_a — адиабатична температура горіння, $^{\circ}\text{C}$;

$I_{\text{т.прій.}}''$ — ентальпія продуктів спалювання 1 м^3 палива при температурі ϑ_T'' , $^{\circ}\text{C}$.

Параметр M з врахуванням особливостей роботи котлів запишемо у вигляді:

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для котлів, що працюють на газі та мазуті:

$$M = M_0 \sqrt[3]{r_V}, \quad (1.20)$$

де M_0 — коефіцієнт, що приймається залежно від виду палива. Для газомазутних топок $M_0 = 0,36$.

r_V — параметр забаластованості топкових газів:

$$r_V = \frac{V_{\Gamma}^H}{V_{O_2}^H + V_{RO_2}^H}, \quad (1.21)$$

V_{Γ}^H — об'єм газів на виході з топки без урахування рециркуляції, м³/м³.

Кількість теплоти, сприйнятої на 1 м³ (1 кг) палива, кДж/м³ (кДж/кг):

$$Q'_{\text{прт}} = \phi(Q_T - I_T'') \quad (1.22)$$

Потужність топки, кВт:

$$Q = Q'_{\text{прт}} B_p \quad (1.23)$$

Теплове навантаження променесприймальної поверхні, Вт/м²:

$$q = \frac{B_p Q'_{\text{прт}}}{F_{\text{пр}}} \quad (1.24)$$

Температурою на виході з топки задаються до тих пір, поки розходження між уточненою температурою на виході та прийнятою не буде менше 0,5%.

Розходження по температурі, %:

$$\varepsilon = \frac{|t_T''' - t_T''|}{t_T''} \cdot 100 \quad (1.25)$$

Розходження по теплосприйняттю, %:

$$\varepsilon = \frac{|Q'_{\text{прт}} - Q_{\text{прт}}|}{Q'_{\text{прт}}} \cdot 100 \quad (1.26)$$

1.5. Розрахунок димогарних трубок з вставками

1.5.1. Побудова математичної моделі інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному пучку. При розрахунку теплообміну з інтенсифікаторами використовується математична модель. В описанні основи якої було застосовано критеріальні, балансові рівняння, а також інші рівняння при розрахунку конвекційного і радіаційного теплообміну в жаротрубному елементі котла [8-11].

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Математична модель є універсальною і вона полягає в тому, що при розрахунку дозволяє визначити змінні у різних комплексах в залежності від потрібних заданих величинах. Так довжину труби теплообмінника можливо визначити задавши необхідну інтенсивність теплообміну температурою газів на виході і вході а також навпаки.

Побудована математична модель, при розрахунку дозволяє врахувати конвективні теплові потоки з боку димових газів як до стінки труби жаротрубного пучка так і до стінки інтенсифікатора, а також тепловий потік випромінюванням від інтенсифікатора до стінки жаротрубного пучка.

Прогнозування температурних деформацій інтенсифікатора дуже важливо це досягається визначенням температури вставки .Температура вставки визначається з врахуванням теплових потоків випромінюванням і конвекцією до стінки жаротрубного пучка та до вставки.

Спрощення для побудови математичної моделі:

- розрахунки проводяться для середньої температури димових газів в каналі (математична модель із зосередженими параметрами);
- вплив забруднень на теплообмін враховується коефіцієнтом $\psi=0,7\dots0,9$ (змінюється при використанні різного палива);
- задаємо температуру вставки набагато вищу за температуру у стінки труби;
- розподіл газу в каналах жаротрубного пучка його нерівномірність не враховуємо.

При застосуванні інтенсифікаторів у жаротрубному пучку проходить складний теплообмін. Теплова енергія випромінюванням від димових газів, випромінюванням від інтенсифікатора та конвекцією переноситься до стінки жаротрубного пучка. Теплота конвекцією та випромінюванням передається від димових газів і на інтенсифікатор. Можна зазначити що при застосуванні інтенсифікаторів для теплообміну в жаротрубному пучку Отже, застосування інтенсифікатора теплообміну всередині труби суттєво підвищує ефективність

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

теплообміну як за рахунок збільшення конвекційної складової тепловіддачі, так і за рахунок теплового потоку що додається випромінюванням до стінки жаротрубного елемента від випромінювання інтенсифікатора.

1.5.2. Залежності для розрахунку конвекційного теплообміну в жаротрубному пучку. Наявні розрахунки жаротрубних котлів свідчать, що з природною тягою режим руху димових газів в жаротрубних котлах перехідний та ламінарний . В жаротрубних котлах де застосовується вимушена тяга режим руху турбулентний або перехідний .

В нормативному методі [1] запропонована наступна залежність для розрахунку тепловіддачі від газів:

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{ВН}}} \left(\frac{\omega_{\Gamma} d_{\text{ВН}}}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,8} Pr_{\Gamma}^{0,4} C_L C_{\Phi}, \quad (1.27)$$

де C_L, C_{Φ} – визначені за номограмою 11 [1] коефіцієнти, в залежності від довжини труби та температури газів. Дана формула застосовується при турбулентному режиму течії. В нормативному методі [1] для ламінарного і перехідного режимів залежностей немає.

При ламінарному повздовжньому омивання в трубі можуть застосовуватись залежності [3],[4]:

$$\alpha_1 = 1,4 \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{ВН}}} \left(\frac{\omega_{\Gamma} d_{\text{ВН}}}{\nu_{\Gamma}} \cdot \frac{d_{\text{ВН}}}{L} \right)^{0,4} Pr_{\Gamma}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\Gamma}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (1.28)$$

$$\alpha_1 = 0,037 \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{ВН}}} \left(\frac{\omega_{\Gamma} d_{\text{ВН}}}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,75} Pr_{\Gamma}^{0,43} \left(\frac{\mu_{\Gamma}}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{-0,25} \quad (1.29)$$

Перехідний режим течії димових газів характерний для роботи жаротрубних котлів. Нестійкість режиму потоку у перехідних областях зв'язана з окремими місцевими збуреннями які спричинені розмірами і структурою каналів, міри турбулентності потоку при вході, розподілення швидкості на початку, теплових граничних умов, шорсткістю на поверхні стінки, та інших факторів. При кількісному описі процесу теплообміну є ускладнення спричинені складним характером течії у перехідній області чисел Рейнольдса. Узагальнені методики розрахунку теплообміну в перехідній області відсутні. В роботі [11] пропонується наближено

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оцінювати найбільше і найменше значення коефіцієнту тепловіддачі відповідно за формулами для турбулентного і в'язкісного руху потоку. В [12] сказано, що рівняння для ламінарного і турбулентного режиму не можна розповсюджувати на перехідну область. Тут же рекомендується оцінювати критерій Нуссельта таким чином: максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі розраховується з формули Міхєєва М. А. [3] для турбулентного руху потоку, а мінімальне — з формули $Nu=f(K_0, Pr, (Pr_p/Pr_c)^{0.25})$, де Pr — число Прандтля.

Попов В. Д. [5] застосовує наступну залежність при розрахунку конвекційного теплообміну за перехідного режиму руху теплоносія :

$$Nu = 0.008Re^{0.9}Pr^{0.47}. \quad (1.30)$$

Застосування цієї формули на межі $2300 < Re < 10^4$, діаметр труби є визначальним розміром ,середня температура потоку як визначальна температура .

У джерелі [6] пропонується залежність:

$$Nu = \frac{(\zeta/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\zeta/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right], \quad (1.31)$$

де коефіцієнт опору тертя - $\zeta = (1,82 \lg Re - 1.64)^{-2}$. Рівняння застосування у межі: : $0 < d/L < 1, 0.6 < Pr < 2000, 2300 < Re < 10^6$; середня температура потоку є визначальною, визначальний розмір — діаметр труби. При умові $0.5 < Pr < 1.5; 2300 < Re < 10^6$ джерело [5] запропоновано залежність

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (1.32)$$

для перехідного режиму Кутеладзе С. С. [7] застосовує критеріальне рівняння:

$$Nu = 0.00069Re^{1.24}Pr^{0.5}, \quad (1.33)$$

Де діаметр труби- визначальний розмір, а середня температура потоку- визначальна температура .

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Формула Міхеєва [3] застосовується для турбулентного режиму течії димових газів

$$Nu = 0.021Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right) \epsilon_{\nu} \quad (1.34)$$

Де діаметр труби- визначальний розмір а середня температура потоку- визначальна температура .

При турбулентному руху газів застосовується спрощена формула [3]

$$Nu = 0.018Re^{0.8}, \quad (1.35)$$

Де діаметр труби- визначальний розмір, а середня температура потоку- визначальна температура .

1.5.3. Залежності для розрахунку інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному пучку.

Для інтенсифікації теплообміну в жаротрубному пучку застосовують: різноманітні конфігурації вставок з дроту, труби в яких кільцеві виступи, канавки, спіральні вставки, труби конфузори – дифузори типу, труби з перфорованими вставками, спіральні профільовані труби, завихрювачі із стрічки, турбулізатори у вигляді шнеку, турбулізатори гвинтові, плоскі променево-конвективні вставки. Пояснення ефективності інтенсифікації від перерахованих методів відбувається за рахунок закрутки потоку, і за рахунок випромінювання від нагрітих інтенсифікаторів до стінки труби. При даному методі теплотойма за рахунок випромінювання на високотемпературних теплообмінниках зростає від 10 до 80% [13].

Технічна доступність та енергетична ефективність визначають який спосіб буде застосовано при практичному застосуванні.

Отримані експериментальним шляхом залежності можна застосовувати при розрахунках з інтенсифікованого теплообміну

При розрахунках теплообміну зі скрученою стрічкою можемо використовувати залежності, джерело [15]:

$$Nu = 0.3Re^{0.6} Pr^{0.43} \left(\frac{d_{вн}}{D_n} \right)^{0.135}, \quad (1.36)$$

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

де $D_{\text{л}}$ — діаметр кривизни осьової лінії каналу який утворюється стінками труби та стрічковим інтенсифікатором;

$d_{\text{вн}}$ — внутрішній діаметр каналу, м;

Застосується залежність в межі: $s/d_{\text{вн}}=2,5\dots 11$; $Re(d_{\text{вн}}/D_{\text{л}})^{0,5}=50\dots 8\cdot 10^3$.

Гідравлічний діаметр каналу є визначальним розміром, середня температура потоку- визначальна температура, середньовитратна швидкість потоку- визначальна швидкість .

Для умов $6 < \frac{s}{d} < 12$; $7,7 \cdot 10^3 < Re < 17,5 \cdot 10^3$ Колядіним Е. О.

запропоновано залежність [14]

$$Nu = 0.2216 Re^{0.71} \left(\frac{s}{d_{\text{вн}}} \right)^{-0.41} \quad (1.37)$$

Автор [16] при розрахунку теплообміну з інтенсифікаторами отримав наступні залежності:

-стрічковий

При умовах $Re=300-2300$; $s/d=4-6$

$$Nu = 0.175 Re^{0.551} Pr^{0.43} \left(\frac{s}{d_{\text{вн}}} \right)^{0.828} \quad (1.38)$$

При умовах $Re=2300-5500$; $s/d=4-6$

$$Nu = 0.231 Re^{0.49} Pr^{0.43} \left(\frac{s}{d_{\text{вн}}} \right)^{0.907} \quad (1.39)$$

-зогнута пластинка

При умовах $Re=300-2300$; $b/s=0.67-1.2$

$$Nu = 0.12 Re^{0.786} Pr^{0.43} \left(\frac{b}{s} \right)^{0.424} \quad (1.40)$$

При умовах $Re=2300-5500$; $b/s=0.67-1.2$

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$Nu = 0.458Re^{0.615} Pr^{0.43} \left(\frac{b}{s}\right)^{0.706} \quad (1.41)$$

У представлених залежностях середня швидкість потоку без урахування інтенсифікатора - визначальна швидкість, діаметр труби без врахування загромадження каналу - визначальний розмір, середня температура потоку - визначальна температура.

1.5.4. Послідовність теплового розрахунку жаротрубного пучка. Для розрахунку необхідні основні конструктивні розміри пучка: внутрішній $d_{вн}$, м та зовнішній діаметр $d_{зов}$, м пучка; кількість жаротрубних елементів та їх довжина L , м; параметри інтенсифікатора: ширина, довжина, параметр згину або крутки.

Повна площа поверхні пучка, m^2 :

$$N_{\pi} = \pi d_{вн} L n \quad (1.42)$$

Площа поверхні інтенсифікатора F_i визначається залежно від типу інтенсифікатора. Для стрічкового інтенсифікатора:

$$F_i = 2d_i L_i n, \quad (1.43)$$

де d_i — ширина інтенсифікатора, м;

L_i — довжина інтенсифікатора, м;

n — кількість інтенсифікаторів.

Поперечний переріз для проходження газів визначається згідно залежності:

$$F_{\Gamma} = \frac{\pi d_e^2}{4} n, \quad (1.44)$$

де m , визначається в залежності від типу інтенсифікатора та форми каналу,

d_e - еквівалентний діаметр для проходження газів. $d_e = d_{вн}$ для

гладкотрубного каналу.

Ефективна товщина випромінюючого шару:

$$S = 0.9d_e \quad (1.45)$$

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Ентальпія газів на вході і виході з жаротрубного пучка знаходиться за попередньо складеною і-ю таблицею. Температура газів на вході в пучок чисельно дорівнює температурі газів на виході з топки.

Теплосприйняття жаротрубного пучка за балансом, кДж/м³:

$$Q_{\text{пучка}} = \psi(I' - I''), \quad (1.46)$$

де I' — ентальпія газів на вході в жаротрубний пучок, кДж/м³;

I'' — ентальпія газів на виході з жаротрубного пучка, кДж/м³.

Теплова потужність жаротрубного пучка, кВт:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{пучка}} B_{\text{п}} \quad (1.47)$$

Середньотемпературний напір, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (1.48)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$ — більший температурний напір, °С;

$\Delta t_{\text{м}}$ — менший температурний напір, °С.

Середня температура димових газів, °С:

$$t_{\text{сер}} = 0.5(t_1 + t_2), \quad (1.49)$$

де t_1 — температура газів на вході в жаротрубний пучок, °С;

t_2 — температура газів на виході з жаротрубного пучка, °С.

Середня швидкість газів у пучку, м/с:

$$\omega = \frac{V_{\text{г}} B_{\text{п}} \frac{t_{\text{сер}} + 273}{273}}{F_{\text{г}}} \quad (1.50)$$

Теплофізичні властивості газів: коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , м²/с
коефіцієнт кінематичної в'язкості λ , Вт/(м·К), знаходимо за довідковими даними критерій Прандтля в залежності від середньої температури газів, °С.

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} \quad (1.51)$$

Для гладкотрубних каналів критерій Нуссельта визначається в залежності від числа Рейнольдса. Для розрахунку числа Нуссельта критеріальне рівняння можна записати у вигляді:

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Nu = cRe^n Pr^m \varepsilon_1, \quad (1.52)$$

де ε_1 - поправка на початкову ділянку.

При перехідного режиму для розрахунку числа Нуссельта можна використати залежність (1.30)-(1.33), для турбулентного режиму скористатися формулою Міхеєва М. А. (1.34). При ламінарному режимі руху коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки визначається за формулою (1.28)-(1.29).

При розрахунках інтенсифікованого теплообміну користуються залежностями, що отримані від різних авторів дослідним шляхом.

З боку димових газів коефіцієнт тепловіддачі конвекцією знаходимо за залежністю:

$$\alpha_k = \frac{Nu \lambda}{d} \quad (1.53)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води, α_k , Вт/(м² К)

приймаємо 500-600 Вт/(м² К).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газів $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(м² К):

$$\alpha_{\text{пр}} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)^{2.6}}{1 - \frac{T_3}{T}}, \quad (1.54)$$

де T — температура продуктів згорання, К;

T_3 — температура забрудненої стінки труби;

$a_3 = 0,8$ — міра чорноти забруднених стінок променесприймальних поверхонь;

a — міра чорноти газів:

$$a = 1 - e^{-Bu}, \quad (1.55)$$

де число Бугера вираховуємо за (1.10).

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі з боку димових газів, Вт/м²К:

для гладкотрубного пучка:

$$\alpha_c = \alpha_k + \alpha_{\text{пр}} \quad (1.56)$$

для пучка з інтенсифікацією теплообміну:

$$\alpha_c = \alpha_k + \alpha_{\text{пр}} + \alpha_i, \quad (1.57)$$

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де α_i — коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від інтенсифікатора, Вт/м²К.

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²К):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_C}}, \quad (1.58)$$

де δ — товщина стінки теплообмінної поверхні, мм;

λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби, Вт/(мК).

З іншого боку потужність пучка можна записати у вигляді

(для гладкотрубного пучка останній доданок відсутній):

$$Q_C = Q_K + Q_{B,ДГ} + Q_{B,i}, \quad (1.59)$$

де Q_K — тепловий потік конвекцією до стінки, Вт;

$Q_{B,ДГ}$ — тепловий потік випромінюванням від димових газів, Вт;

$Q_{B,i}$ — тепловий потік випромінюванням від інтенсифікатора, Вт.

$$Q_K = \alpha_{K,СТ} F_{ТР} (t_{Г}^- - t_{C1}) \quad (1.60)$$

$$\alpha_{K,СТ} = \frac{Nu_{K,СТ} \lambda_{Г}}{d_{Т}} \quad (1.61)$$

$$Q_{B,i} = \varepsilon_{ГР} C_0 F_i \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{C1}}{100} \right)^4 \right], \quad (1.62)$$

де $C_0 = 5,67$ Вт/(м²К⁴) — коефіцієнт теплового випромінювання абсолютно чорного тіла;

$$Q_{B,ДГ} = F_{Г} \cdot 5.67 \cdot 10^{-3} \frac{a_2 + 1}{2} \cdot a \cdot (t_{Г}^- + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_{C1} + 273}{t_{Г}^- + 273} \right)^{3.6}}{1 - \left(\frac{t_{C1} + 273}{t_{Г}^- + 273} \right)} \cdot (t_{Г}^- - t_{C1}) \quad (1.63)$$

З іншого боку

$$Q_C = \psi (I' - I''), \quad (1.64)$$

де I' — ентальпія димових газів на вході в жаротрубний елемент, кДж/м³;

I'' — ентальпія димових газів на виході з жаротрубного елемента, кДж/м³;

ψ — коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні, $\psi = 0,85$.

Сумарний тепловий потік можна записати у вигляді:

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_c = \alpha_c F_{\text{же}} (t_{\Gamma}^- - t_{c1}^-), \quad (1.65)$$

де α_c — сумарний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К).

Сумарний тепловий потік з боку води:

$$Q_c = \alpha_B F_{\text{же}} (t_B^- - t_{c2}^-), \quad (1.66)$$

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda}{d} \quad (1.67)$$

$$Nu_B = 0,75(Gr \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (1.68)$$

$$Gr = \frac{g\beta(t_{c2}^- - t_B^-)}{\nu_B^2} \quad (1.69)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{F_i}{F_T} \left(\frac{1}{\varepsilon_T} - 1\right)}, \quad (1.70)$$

$\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведений ступінь чорноти;

ε_i — ступінь чорноти матеріалу інтенсифікатора;

ε_T — ступінь чорноти матеріалу труби;

F_i — площа поверхні інтенсифікатора, м²;

F_T — площа поверхні труби, м²;

Gr — число Гразгофа;

α_B — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки труби до води, Вт/(м²К);

t_B^- — середня температура води в котлі, °С;

t_{c2}^- — температура стінки труби з боку води, °С.

Температура стінки з боку води, °С:

$$t_{c2}^- = t_B^- + \frac{Q_c}{\alpha_B F_T} \quad (1.71)$$

Температура стінки з боку газів, °С:

$$t_{c1}^- = t_{c2}^- + \frac{Q_c}{\frac{\lambda}{\delta} F_T}, \quad (1.72)$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, Вт/мК;

δ — товщина стінки труби, мм.

Тепловий потік до інтенсифікатора:

$$Q_{\text{до } i} = Q_{\text{к,до } i} + Q_{\text{в,до } i}, \quad (1.73)$$

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З іншого боку тепловий потік можна записати:

$$Q_{ввс} = (\alpha_{вi} + \alpha_{кi})F_i(t_{г}^- - t_{вс}) \cdot 10^{-3}, \quad (1.74)$$

де $\alpha_{вi}$ — коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від димових газів до інтенсифікатора, Вт/(м²К), визначається за формулою (1.88);

$\alpha_{кi}$ — коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до інтенсифікатора, Вт/(м²К), визначається за формулою (1.65).

Тепловий потік випромінюванням від продуктів згорання до інтенсифікатора:

$$Q_{вдоi} = F_i \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{a_2+1}{2} \cdot a \cdot (t_{г}^- + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_i^- + 273}{t_{г}^- + 273}\right)^{2.6}}{1 - \left(\frac{t_i^- + 273}{t_{г}^- + 273}\right)} \cdot (t_{г}^- - t_i) \quad (1.75)$$

У розрахунках спочатку задаємося середньою температурою вставки t_i , тоді уточнюємо її ($\Delta t_{вст}/t_{вст. розр} < 0,1^{\circ}\text{C}$).

$$\alpha_{пр} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_2+1}{2} \cdot a \cdot T_{г}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_i}{T_{г}}\right)^{2.6}}{1 - \frac{T_i}{T_{г}}}, \quad (1.76)$$

де $T_{г}$ — середня температура димових газів, $^{\circ}\text{C}$;

T_i — температура інтенсифікатора, $^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова температура інтенсифікатора, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_i = 100 \cdot \left(\frac{Q_{ввст}}{5.67 \cdot \varepsilon_{пр} F_i} + \left(\frac{t_{с1} + 273}{100} \right)^4 \right)^{1/4} - 273 \quad (1.77)$$

Теплова потужність пучка, кВт:

$$Q_{пучка} = (\alpha_{в} + \alpha_{к})F_{п}(t_{г}^- - t_{с1}) \cdot 10^{-3} + Q_{ввс}, \quad (1.78)$$

де $\alpha_{в}$ — коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від димових газів до стінки труби, Вт/(м²К), визначається за (1.66).

Теплосприйняття пучка, кДж/м³:

$$Q' = \frac{Q_{пучка}}{V_p} \quad (1.79)$$

Розходження теплосприйняття, %:

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$\Delta = \left| \frac{Q_{\text{б}}}{Q'} - 1 \right| \cdot 100 \quad (1.80)$$

$Q_{\text{б}}$ — теплосприйняття пучка за балансом, залежність (1.76).

Розрахунок нев'язки теплового балансу котла:

$$\Delta = \frac{\left(\frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{б}}}{100} - Q_{\text{т}} - Q_{\text{пучка}} \right)}{\frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{б}}}{100} \cdot 100}, \quad (1.81)$$

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — нижча робоча теплотворна здатність палива, кДж/м³;

$Q_{\text{т}}$ — питоме теплосприйняття в топці, кДж/м³;

$Q_{\text{пучка}}$ — питоме теплосприйняття в пучку, кДж/м³;

$\eta_{\text{б}}$ — коефіцієнт корисної дії бруто, %.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

2. Дослідження впливу режимних параметрів на роботу водогрійного жаротрубного котла.

У процесі експлуатації котлоагрегатів умови роботи часто відрізняються від розрахункових: змінюються навантаження котла, якість палива, можуть змінитися температура води на вході в котел та коефіцієнт надлишку повітря.

Перераховані зміни можуть відбуватися одночасно в різних напрямках. За цих обставин персонал який експлуатує обладнання повинен знати як впливають ці зміни на показники роботи котельного агрегату і вміти регулювати його роботу обираючи економні режими, а в деяких випадках попереджувати порушення нормальної роботи. Для аналізу роботи котла в якості вихідних даних приймаємо розраховані при номінальному навантаженні, які як правило гарантуються заводом-виробником обладнання.

Маючи на увазі значну математичну важкість взаємної залежності процесів теплообміну та аеродинаміки, що відбуваються при зміні режиму, прийнято графічний метод, який при допустимій точності дозволить спростити та придати наочність аналізу.

У розрахунках подано результати аналітичного дослідження як змінюються теплотехнічні характеристики роботи жаротрубного котла фірми «Колві»Євротерм» потужністю 4 МВт при теплоті згорання палива $Q_n^P = 35,16 \text{ МДж} / \text{м}^3$ та коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_T = 1,1$. при зміні параметрів роботи: температури води на вході, навантаження, коефіцієнта надлишку повітря, вологості мазуту.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дат</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Богдан С.О.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Поржезінський Ю.Г</i>			33	57	
<i>Реценз.</i>					<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ гр. ЗТЕ-2-5М</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

Аналітичне дослідження впливу зміни умов експлуатації на економічність роботи жаротрубних водогрійних котлів

Показники роботи котла при застосуванні інтенсифікаторів теплообміну

	<i>Гладка труба</i>	<i>Дротова вставка</i>	<i>Стрічка</i>
<i>Потужність котла, кВт</i>	4000		
<i>Паливо</i>	газ		
<i>Коефіцієнт корисної дії, %</i>	85,83	92,086	93,8
<i>Витрата палива, V_p, кг/с чи $m^3/с$</i>	0,133	0,124	0,121
<i>Температура відхідних газів, °С</i>	280	160	125
<i>Втрати з відхідними газами, %</i>	13,37	7,114	5,323
<i>Сумарний коефіцієнт тепловіддачі в жаротрубному пучку, $Вт/(m^2K)$</i>	46,225	63,392	73,73

2.1.Зміна навантаження.

Дослід проведено при роботі котла за режимами 70, 80, 90, 100 % навантаження за сталої температурі зворотної води при вході в котел $t_b=60$ °С і надлишку повітря з коефіцієнтом $\alpha_r=1,1$.

В котлі корисно використана теплота складена із теплосприйняття конвекцією і від радіаційного випромінювання. Теплосприйняття конвекцією змінюється від об'єму димових газів або швидкості їх $кДж/м^3$.

$$Q_k = f(w_{газ})^{0,8} = f\left(\frac{V}{f}\right)^{0,8} \quad (1)$$

де F - площа перерізу газохода, m^2 ;

V - об'єм димових газів, m^3 ;

w - швидкість димових газів, м/сек.

Ентальпія продуктів згоряння віднесена до $1m^3$ палива залежить від їх об'єму та температури, $кДж/м^3$.

$$I = Vct \quad (2)$$

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

де C – теплоємність газу, $\text{кДж}/(\text{К} \cdot \text{м}^3)$

Теплосприйняття від радіаційного випромінювання буде залежати від температури димових газів, а теплосприйняття в топці залежить від теоретичної (адіабатичної) температури, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

$$Q_p = f(T_a) \quad (3)$$

Адіабатична температура в топці котла визначається нижчою теплотою згорання палива Q_H^p , $\text{кДж}/\text{м}^3$ та теплотою яка заходить разом з повітрям в топку, К .

$$T_a = f\left(\frac{Q_H^p(100 - q_3) + Q_{пов}}{100}\right) \quad (4)$$

де q_3 — втрата теплоти від хімічної неповноти згорання, %

$$\vartheta_0'' = f\left(\frac{T_a}{1 + M \cdot \tilde{V}_u^{0,3} \left[\frac{T_a^3}{V_p \cdot (V_c)_{cp}}\right]^{0,6} + 1}\right) \quad (5)$$

де V_p — розрахункова витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$,

$(V \cdot c)_{cp}$ — середня сумарна теплоємність продуктів згорання, $[\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})]$;

\tilde{V}_u – ефективне значення критерія Бугера,

M – параметр,

$F_{ст}$ – поверхня стін топки, м^2 .

T_a – адіабатична температура горіння палива, К° ;

Адіабатична температура в топці в умовах збільшення навантаження майже не міняється (див. залежність 4), робота котла іде без підігріву повітря. Зменшується питома теплоемність прийняття від радіаційного випромінювання рис.1, витрата палива зростає, рис. 4, зростає температура газів після топки, рис. 2, згідно залежності (5).

При збільшенні об'єму димових газів збільшується питома теплоемність прийняття конвекцією, рис.1, але питома теплоемність прийняття в

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

жаротрубному пучку зростає не так швидко як ентальпія газів, згідно залежностей (1, 2), що відмічається постійним відносним зростанням температури газів повздовж газового тракту котла.

Розрахунки показують, що змінюючи навантаження від 70% до 100% температура газів на виході зростає на 40 °С рис.3, при цьому коефіцієнт корисної дії зменшується, рис. 4. При збільшенні навантаження на 10% в діапазоні 70-100% призводить до перевитрати палива на 1%. рис.5

Робота котла при навантаженнях менших за 70% від номінального не рекомендована, при зниженні температури в топці починає зростати втрата теплоти від хімічної неповноти згорання q_3 .

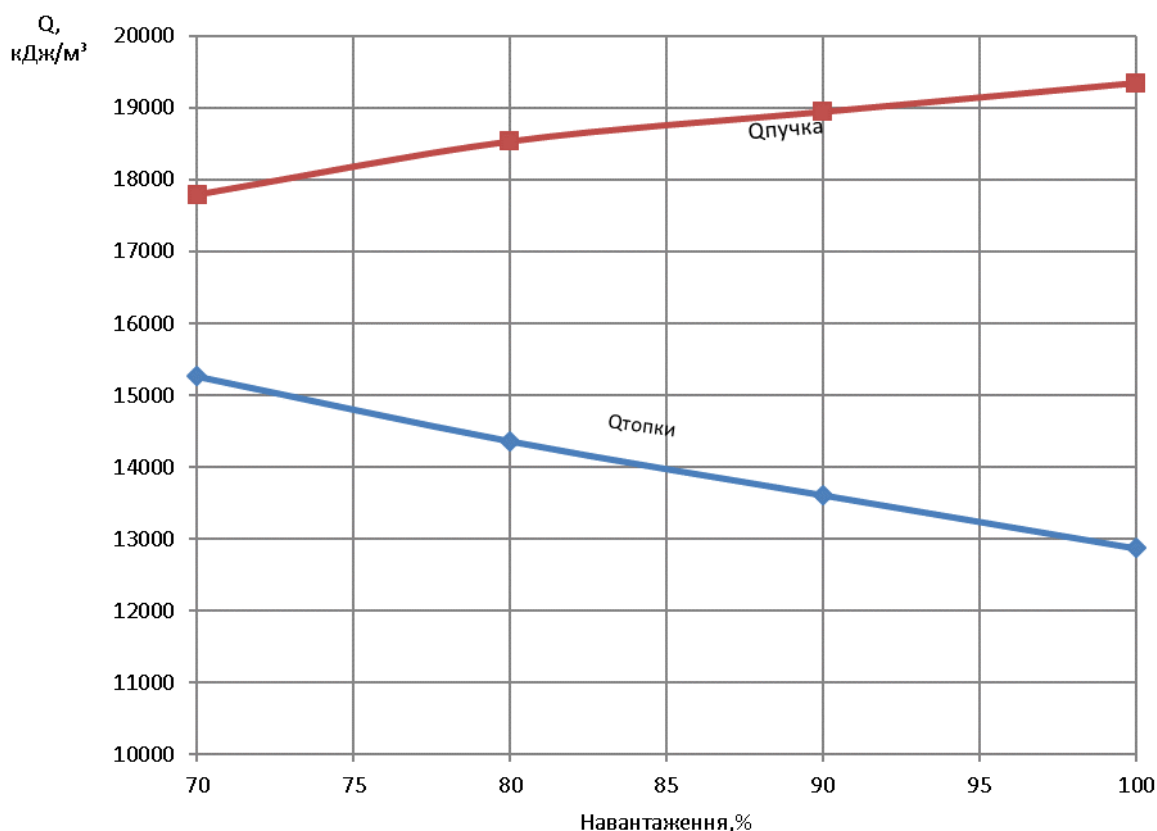


Рис. 1. Графік залежності теплосприйняття поверхонь нагріву від зміни навантаження

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

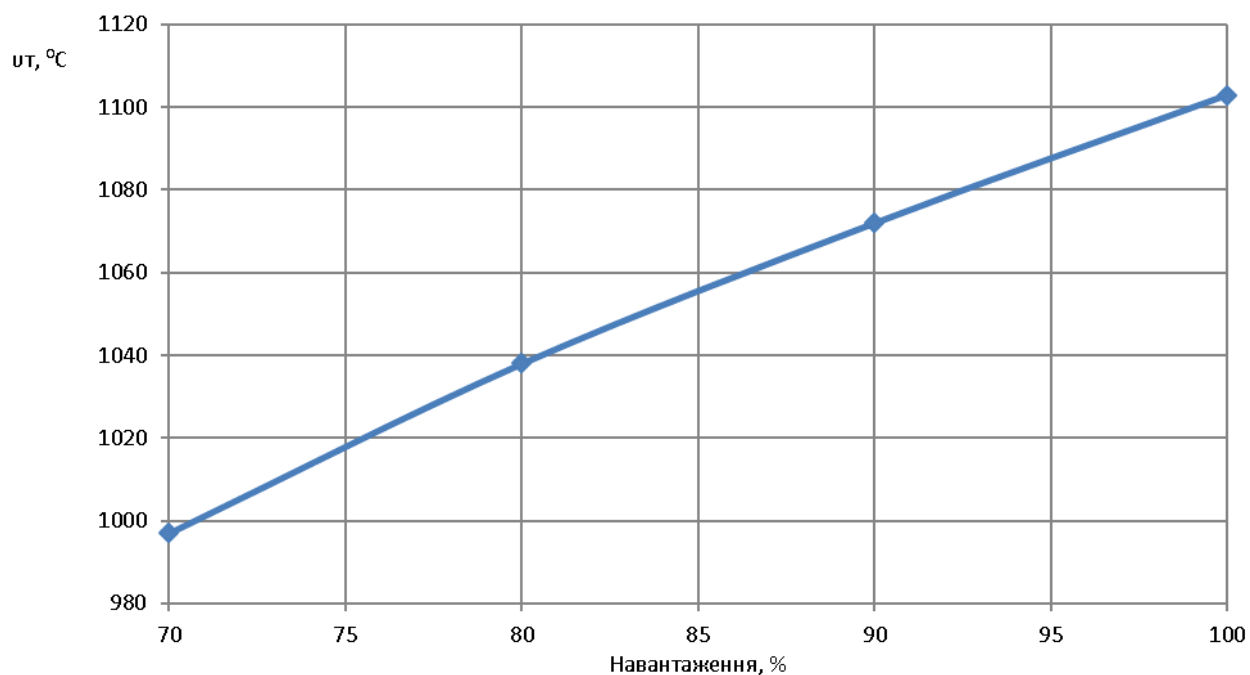


Рис. 2. Залежність температури димових газів на виході з топки від зміни навантаження

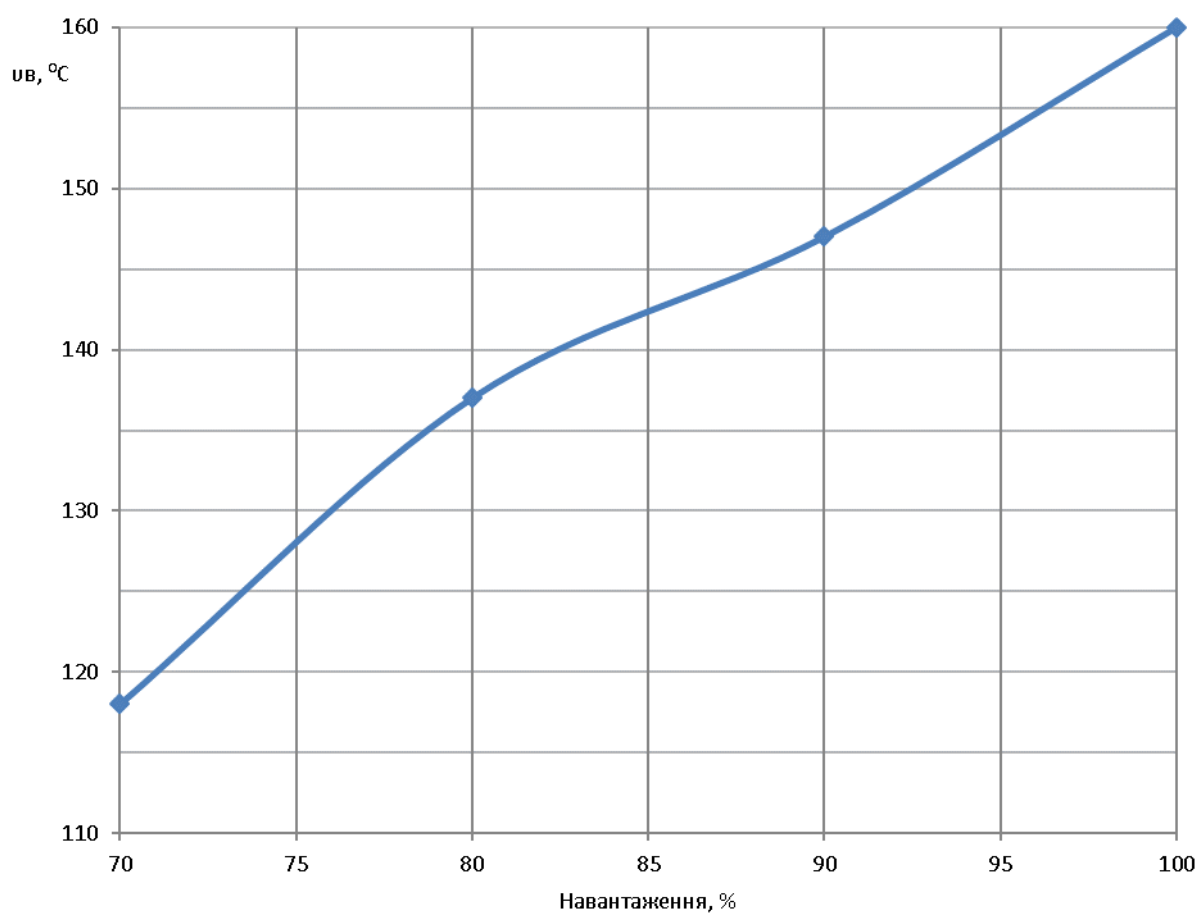


Рис. 3 Залежність температури димових газів на виході з котла від зміни навантаження

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ

Арк.

37

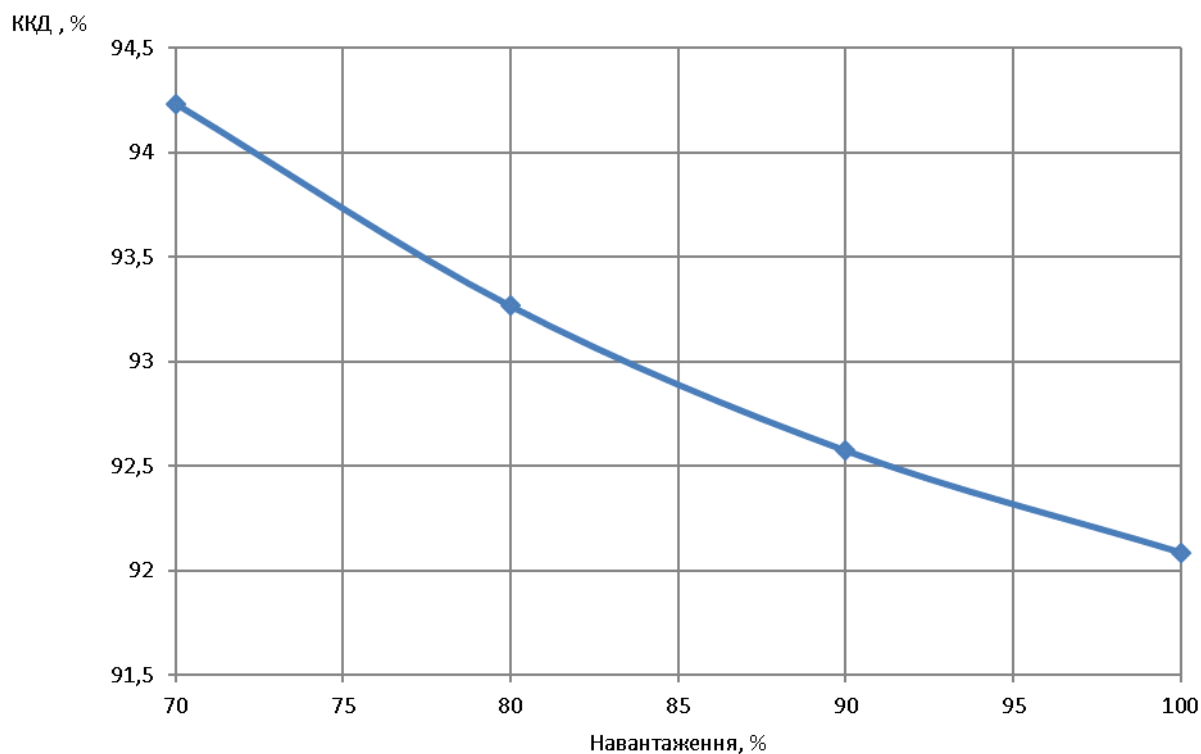


Рис. 4. Залежність коефіцієнта корисної дії від зміни навантаження

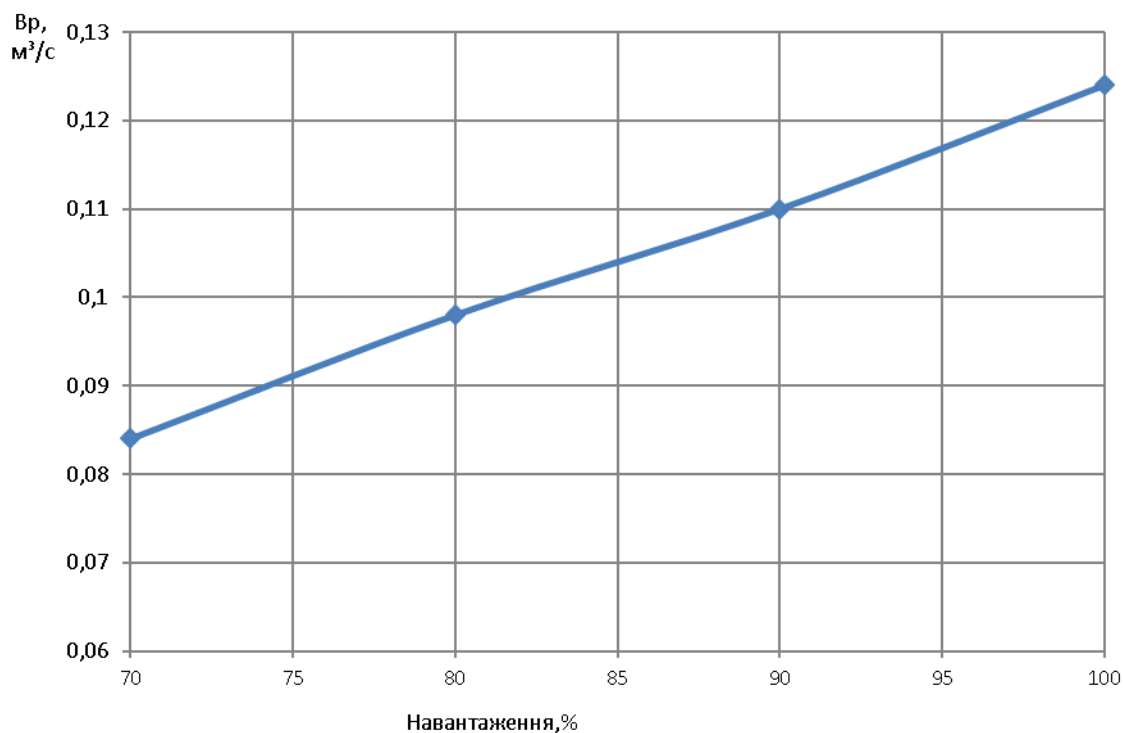


Рис. 5. Графік залежності витрати палива від зміни навантаження.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2.2.Зміна повітряного режиму роботи котла.

Частіше за все при роботі котла спостерігається збільшений коефіцієнт надлишку повітря топки, α_T . Представлено як впливає зміна надлишку повітря на теплотехнічні характеристики роботи котла; α_T змінюється від 1,05 до 1,3 при сталих: навантаженні, параметрів палива та інших параметрів працюючого котла.

Збільшення α_T практично не впливає на адіабатичну температуру в топці котла (зал. 4). При збільшенні α_T виникає зріст об'ємів продуктів згоряння із зростаючою витратою палива. При цьому на виході з топки температура газів знижується на 57 °С (зал. 5) рис.6. Проте зростання об'ємів газів призводить до збільшення ентальпії а також до зростання температури відхідних газів (рис. 7) із зниженням ККД котла (рис. 8).

При роботі котла коли збільшено α_T на 0,1 паливо витрачається більше на 1,24%. рис.9.

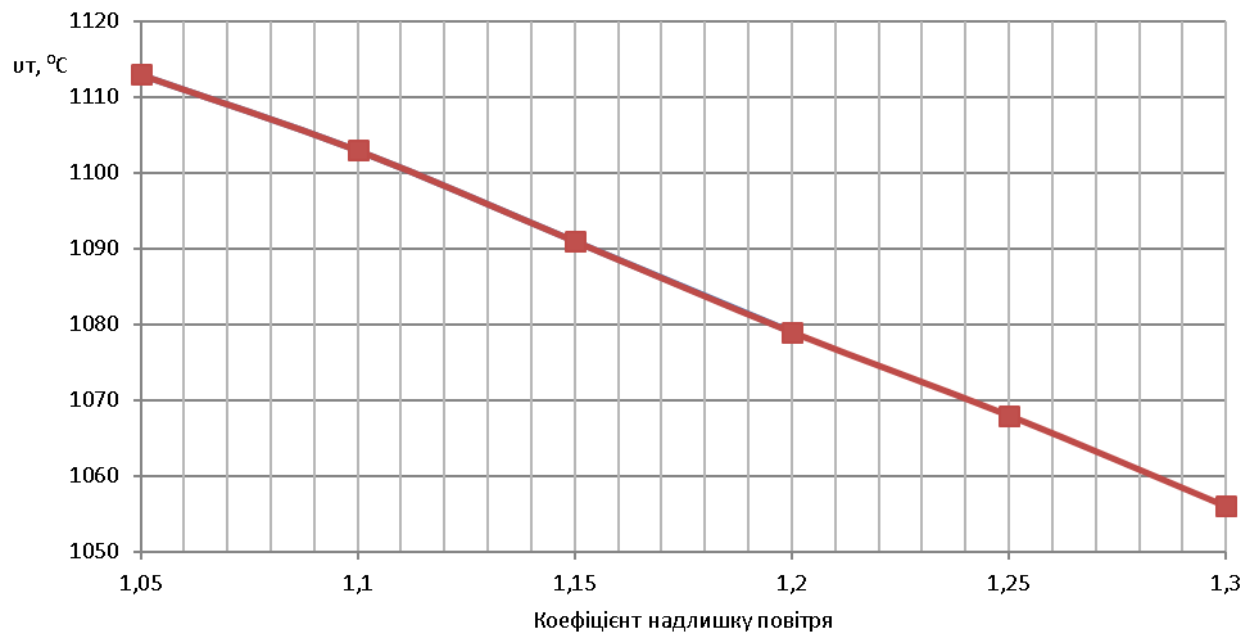


Рис. 6. Залежність температури відхідних газів топки від коефіцієнту надлишку повітря.

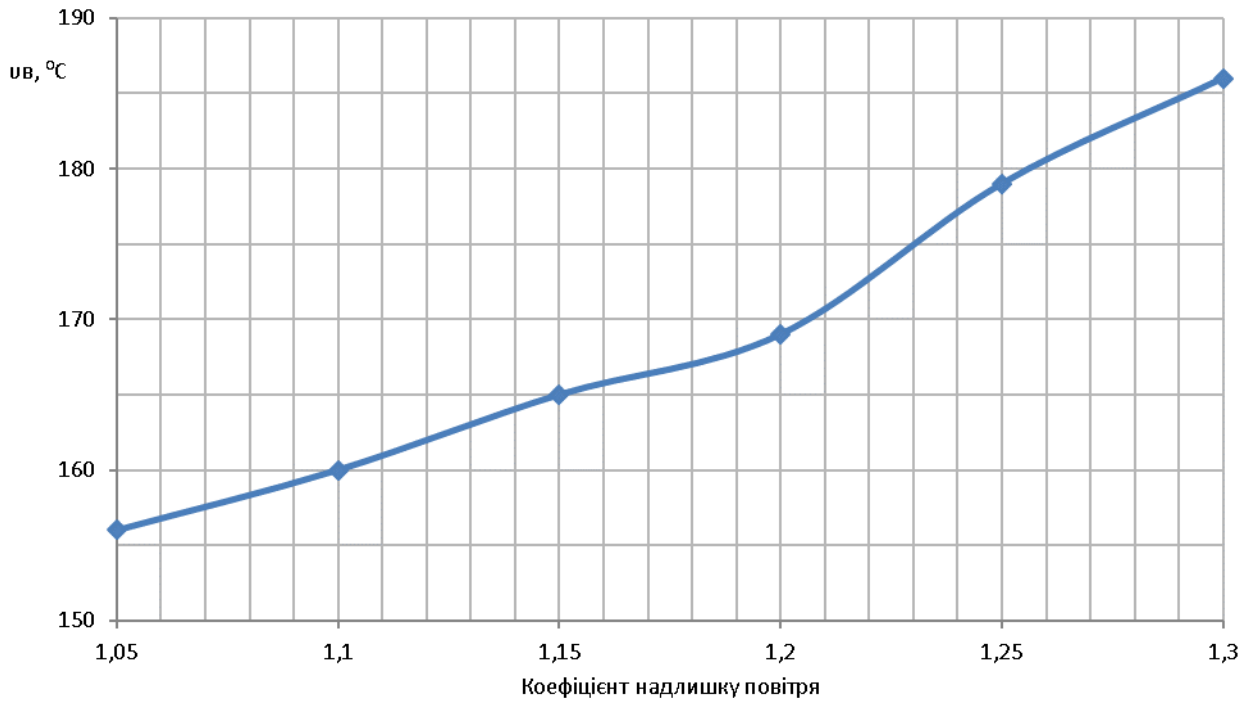


Рис. 7 Залежність температури відхідних газів котла від коефіцієнту надлишку повітря.

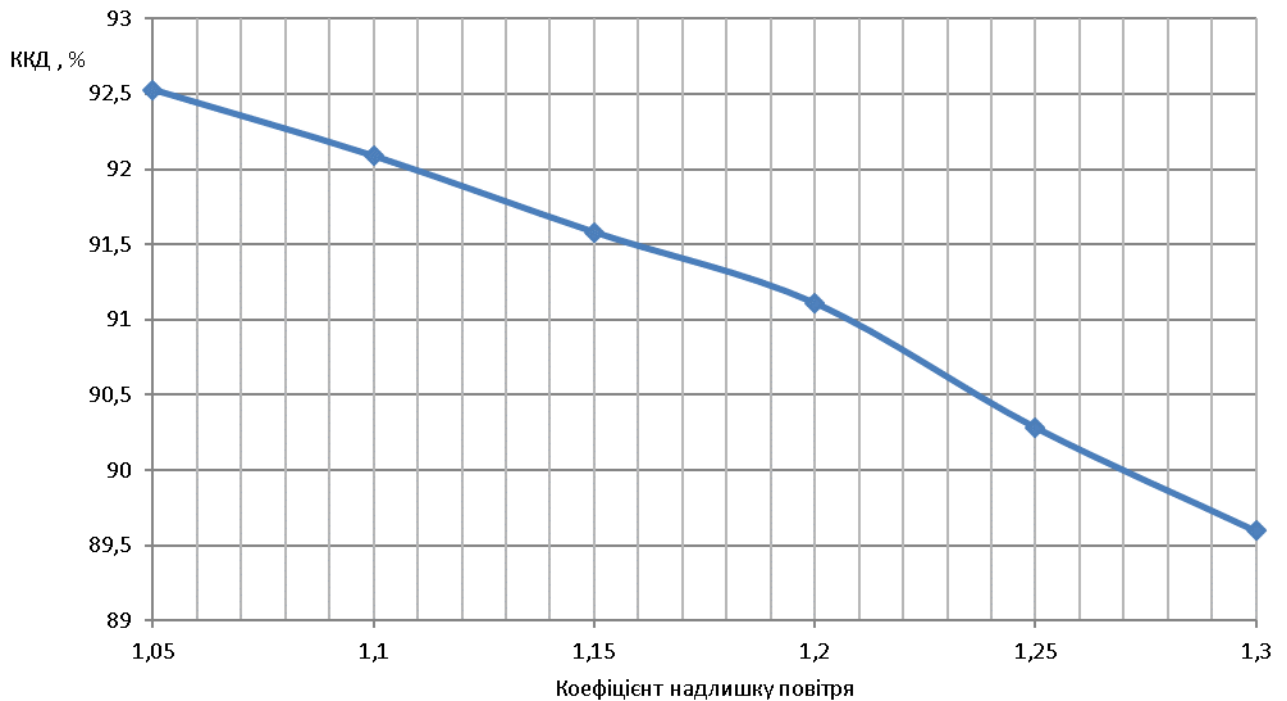


Рис. 8. Залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнта надлишку повітря.

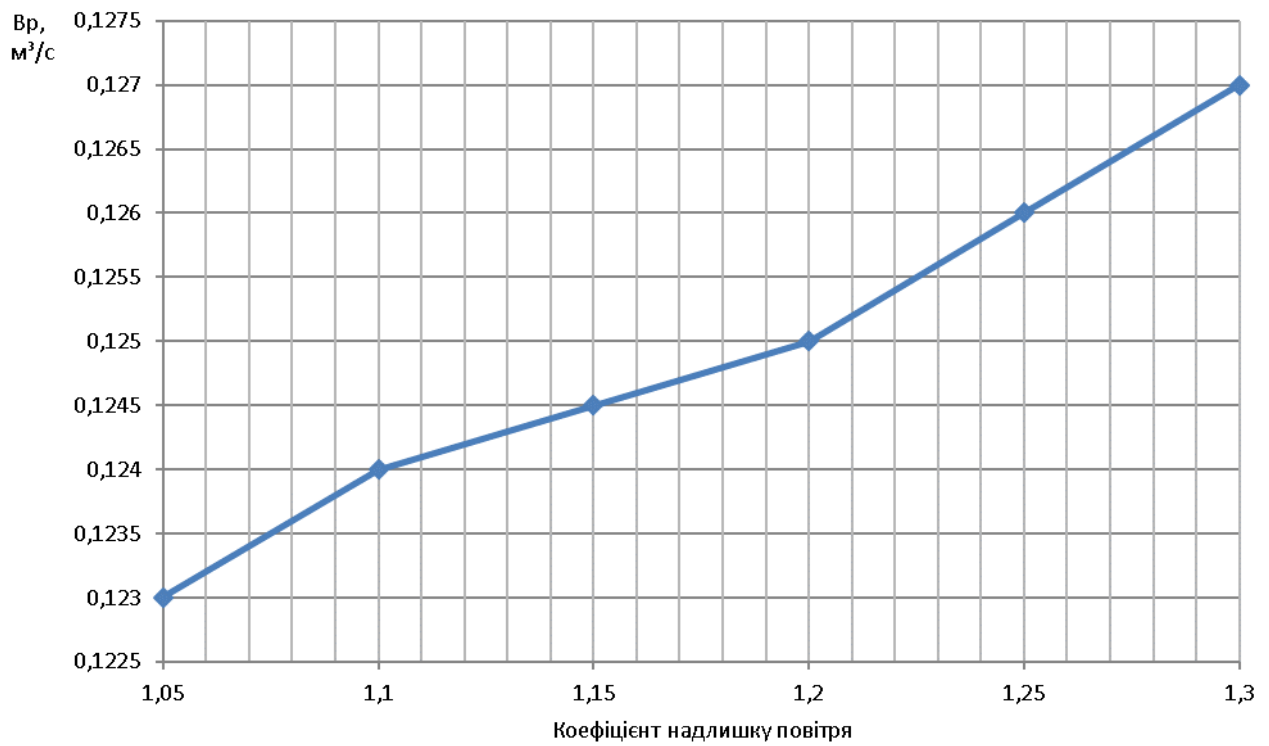


Рис. 9. Залежність витрати палива від коефіцієнта надлишку повітря.

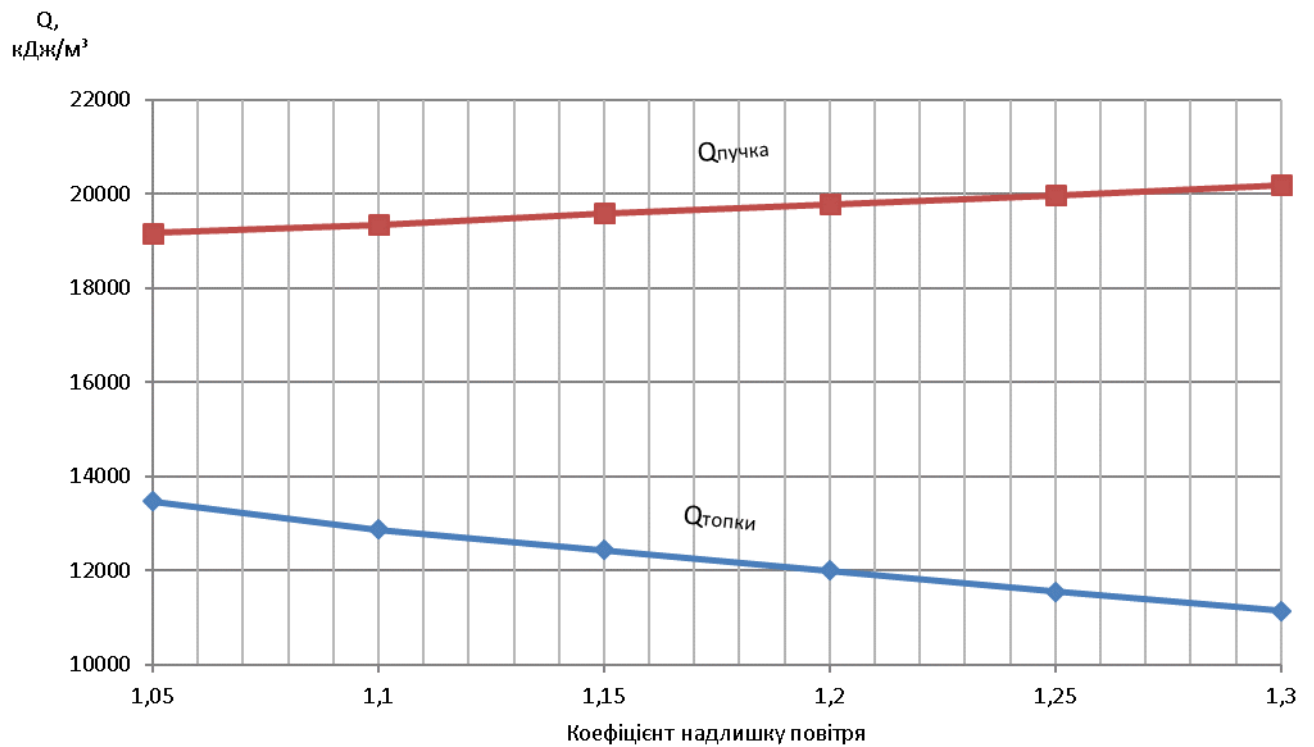


Рис. 10. Залежність теплосприйняття поверхонь нагріву від коефіцієнта надлишку повітря

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2.3.Зміна температури на вході в котел.

Представлено теплотехнічні характеристики котла при зміні температури зворотної води від 55 °С до 70 °С за умов що інші параметри залишаються незмінні.

Збільшення температури зворотної води на 5 °С призводить до зниження витрат палива на 8,4% рис 11. В топці теоретична температура залишається незмінною (зал.4), температура вихідних газів з топки знижується на 80 °С (зал. 5) рис.12.

Кількісно менший об'єм продуктів згоряння, а так і зменшення ентальпії димових газів веде до зменшення температури газів на виході із котла(рис.13) та підвищення коефіцієнта корисної дії котла (рис.14).

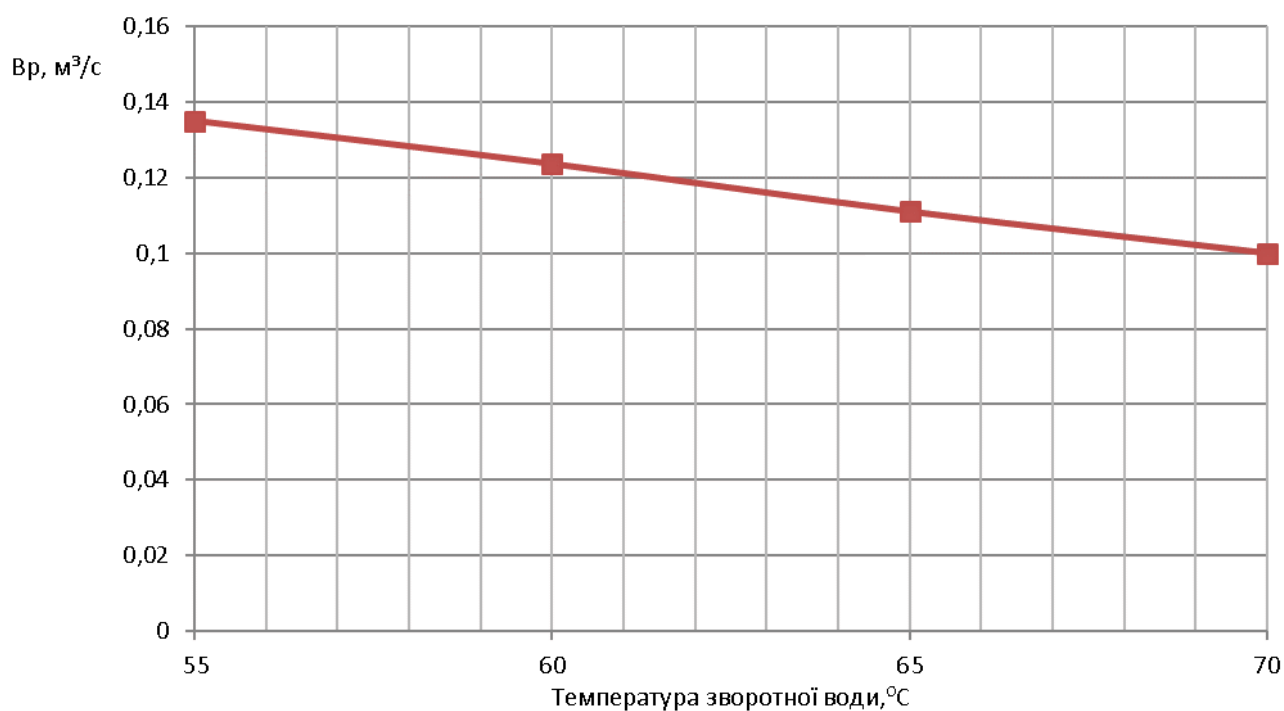


Рис. 11. Графік залежності витрати палива від зміни температури води на вході в котел.

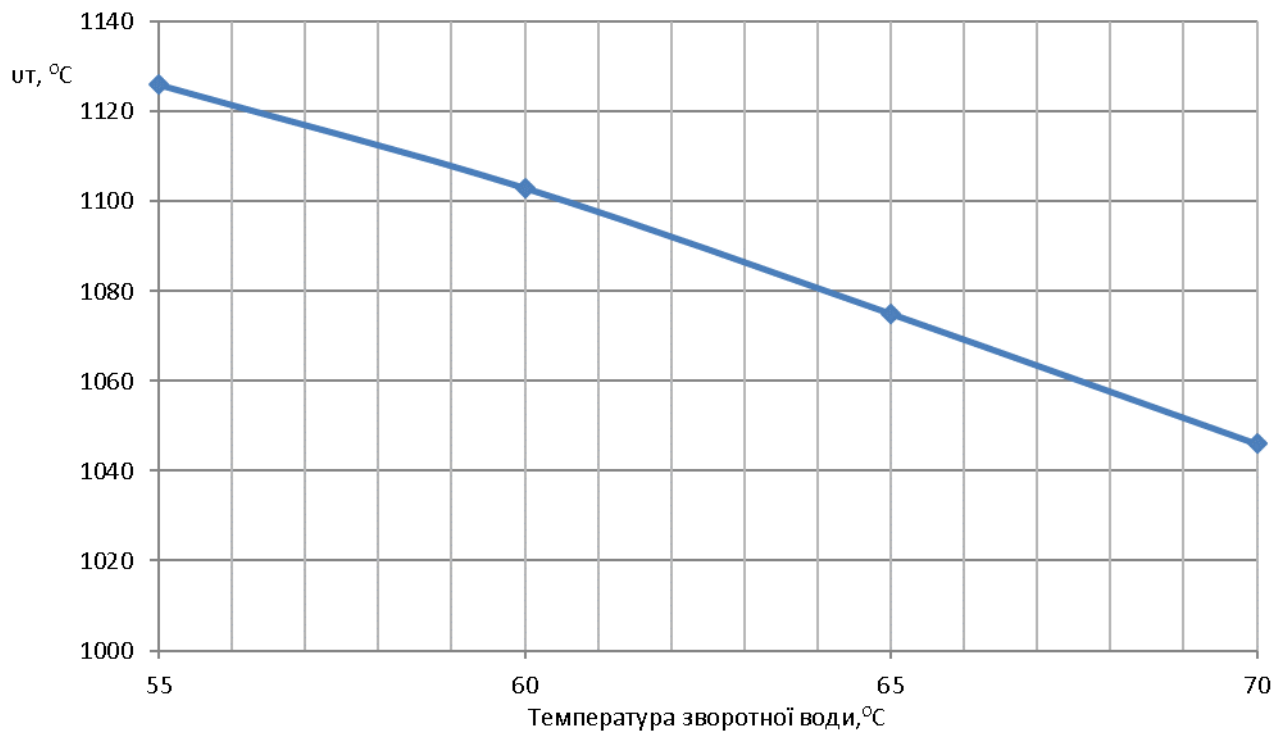


Рис. 12. Графік залежності температури димових газів топки від зміни температури води на вході в котел

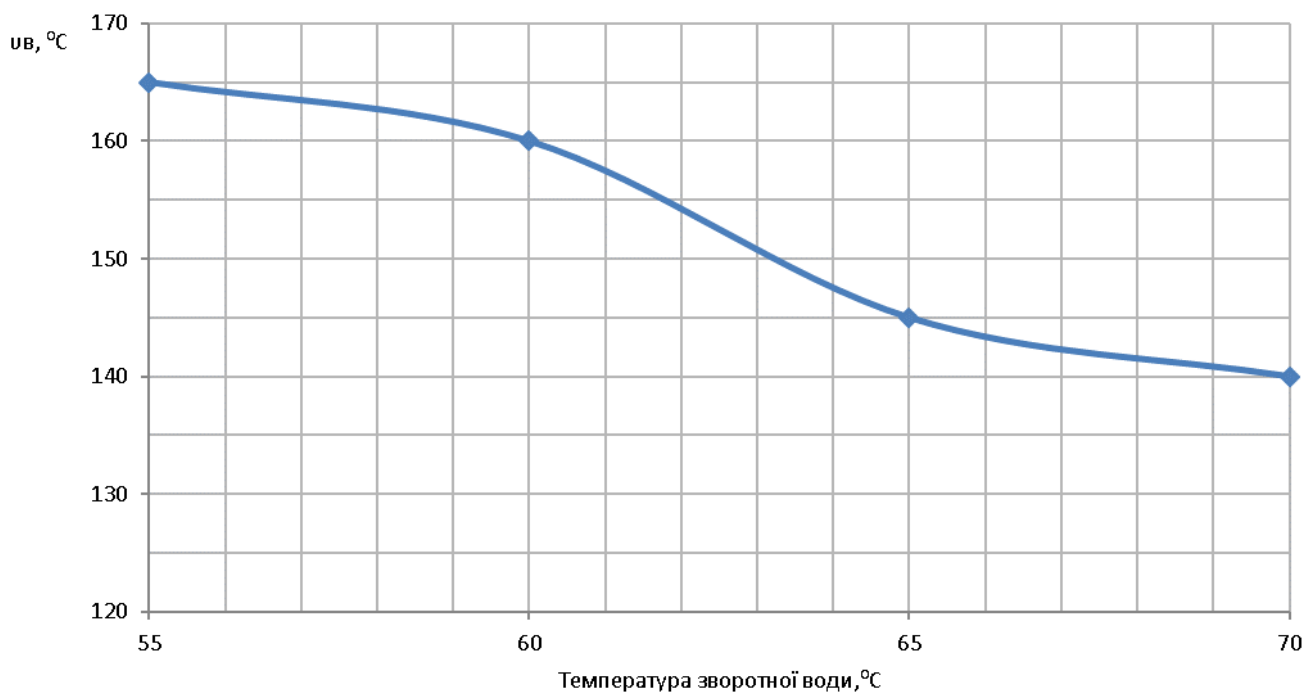


Рис. 13. Графік залежності температури димових газів котла від зміни температури води на вході в котел

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ

Арк.

43

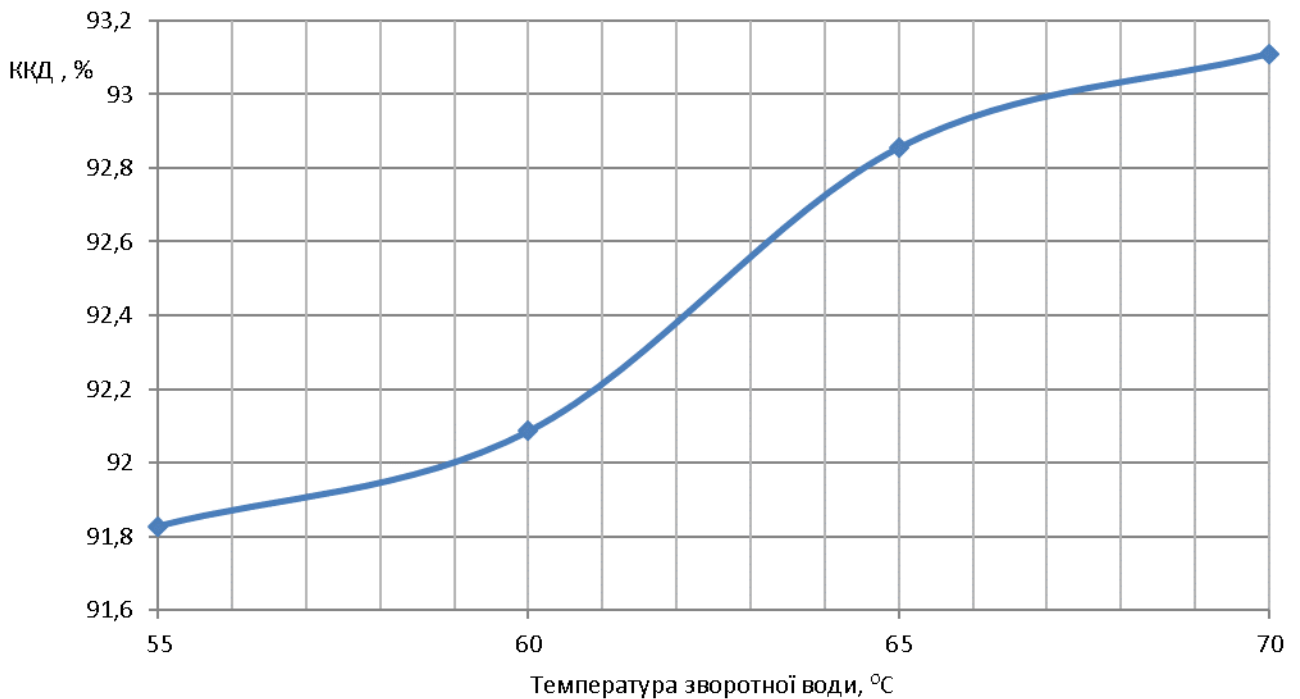


Рис. 14. Графік залежності коефіцієнта корисної дії від зміни температури води на вході в котел

2.4.Зміна якості палива.

Представлено як зміна вологості в діапазоні 3-10% палива-мазуту впливає на теплотехнічні характеристики роботи жаротрубного котла при сталих: навантаженні, температурі зворотної води і коефіцієнту надлишка повітря $\alpha_T = 1,15$.

Після транспортування у цистернах мазуту його зливають, для цього застосовують пару на розігрів мазута. Збільшення витрати пари взимку на розігрів мазуту та пропарку цистерн, призводить до збільшення вологості мазута. Зі збільшенням вологості мазута теплота його згоряння зменшується. Це призводить до втрати теплоти при випаровуванні вологи яка потрапила з паром до палива. Теоретична температура згоряння при збільшеній вологості значно зменшується (див. зал. 4).Температура димових газів після топки майже не знижується рис.15, проте зростання об'єму димових газів (зал. 2) веде до зростання ентальпії газів по тракту і збільшенням температури газів на виході з котла (рис.16) а також падіння коефіцієнта

корисної дії (рис.18). При зростанні вологості на 1 % витрата палива збільшується 1,3 %. рис.17

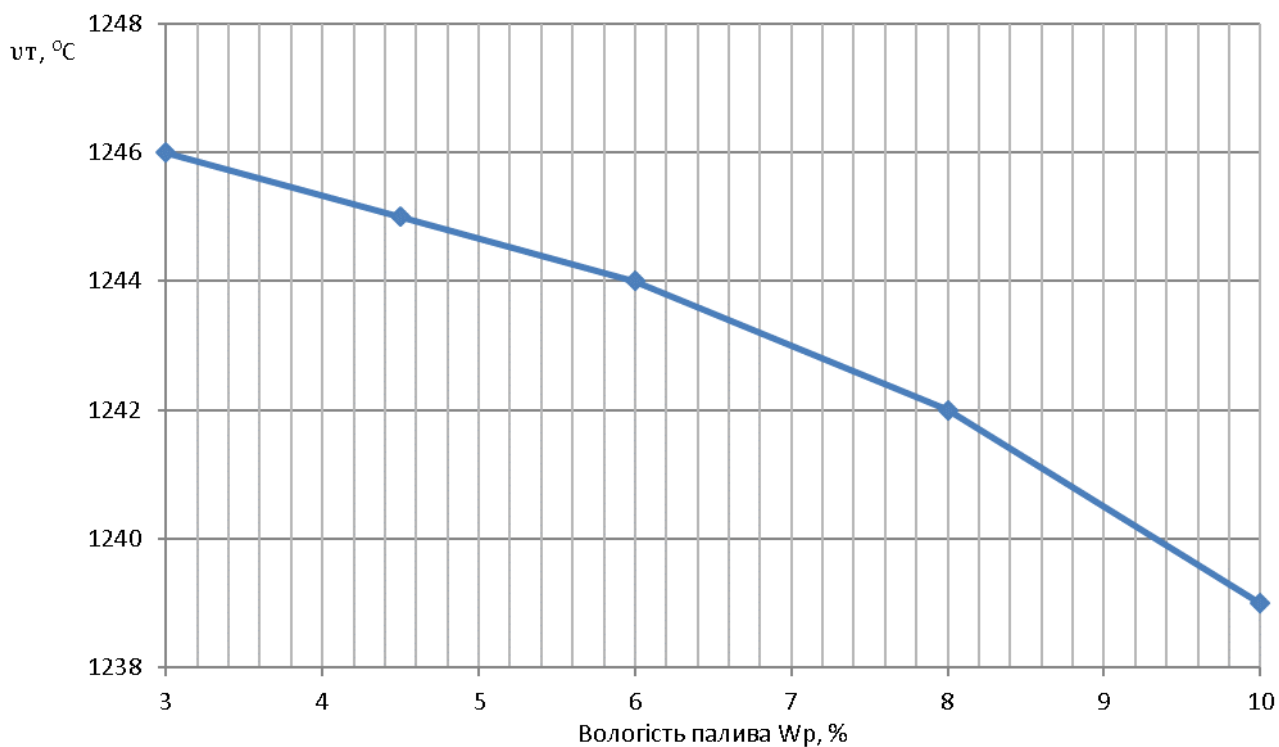


Рис. 15. Графік залежності температури димових газів топки від вологості палива

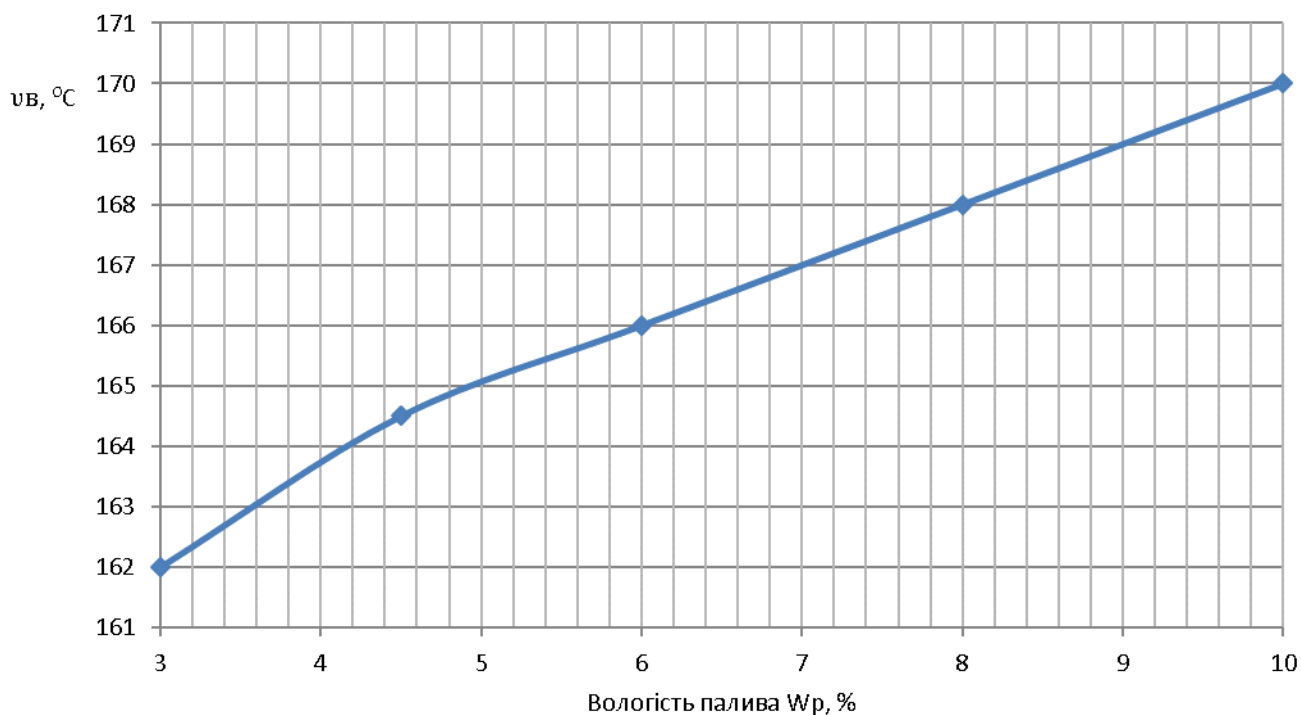


Рис. 16. Графік залежності температури димових газів котла від вологості палива

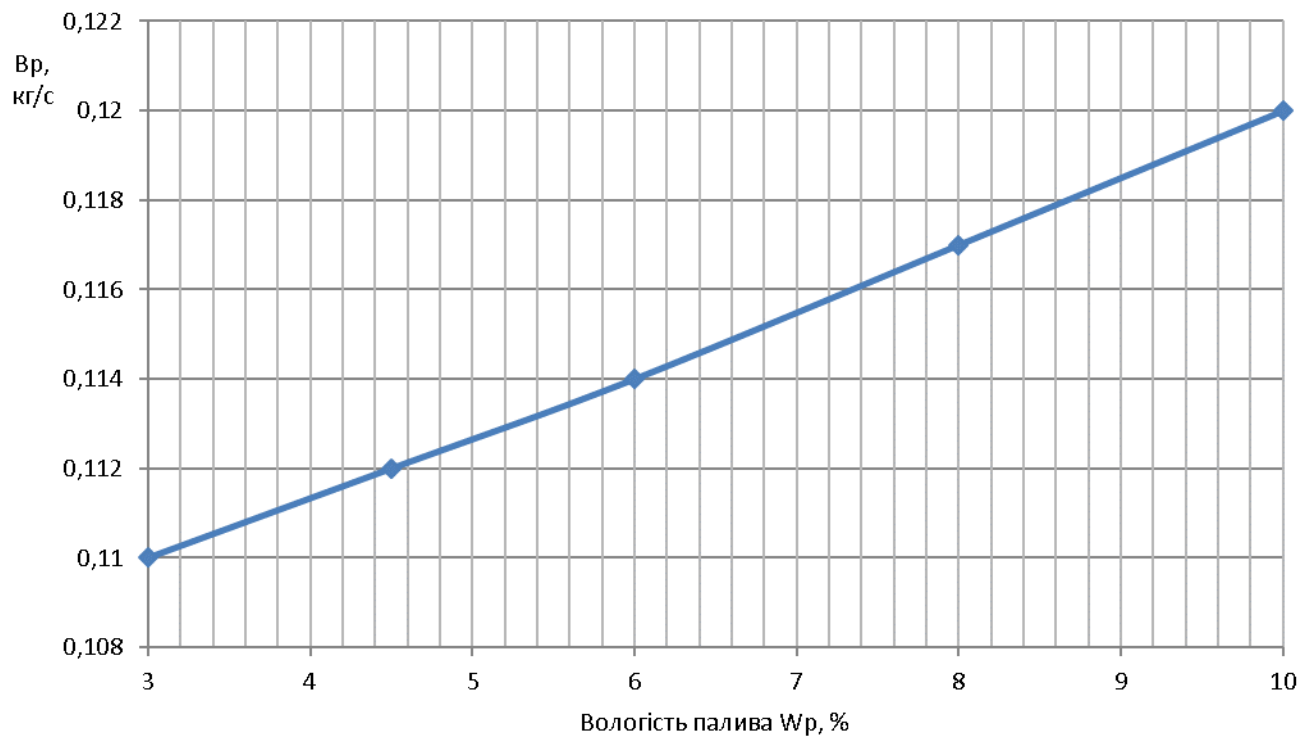


Рис. 17. Графік залежності витрати палива від вологості палива

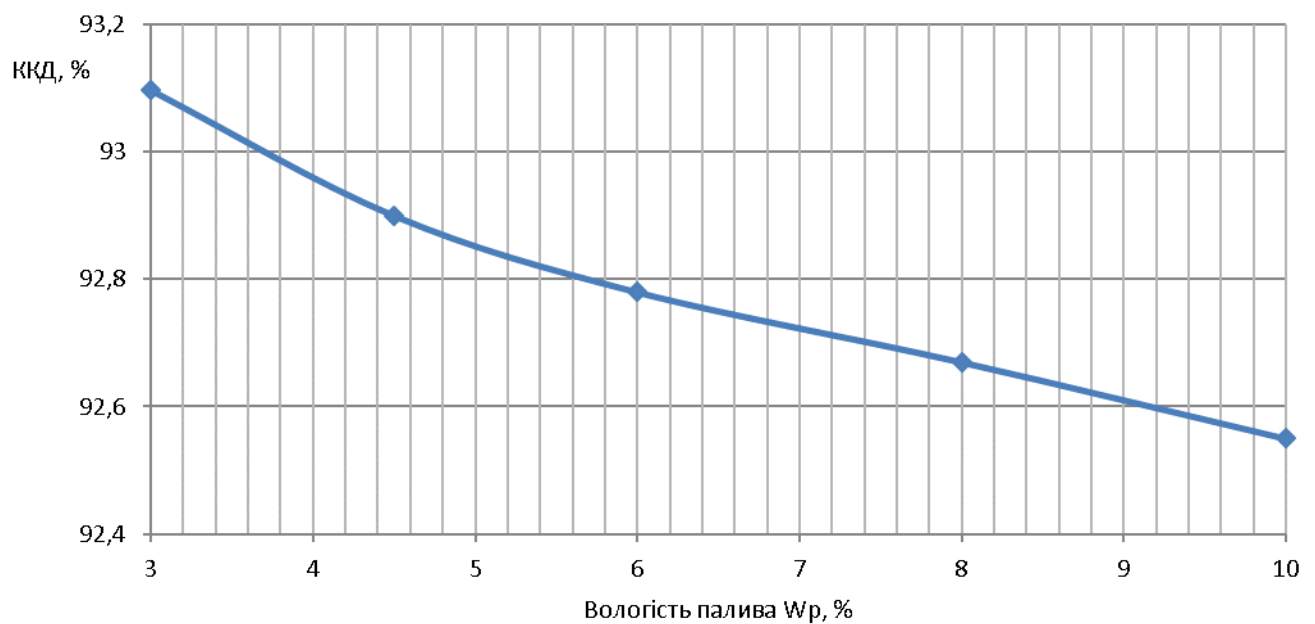


Рис. 18. Графік залежності коефіцієнта корисної дії від вологості палива

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ

Арк.

46

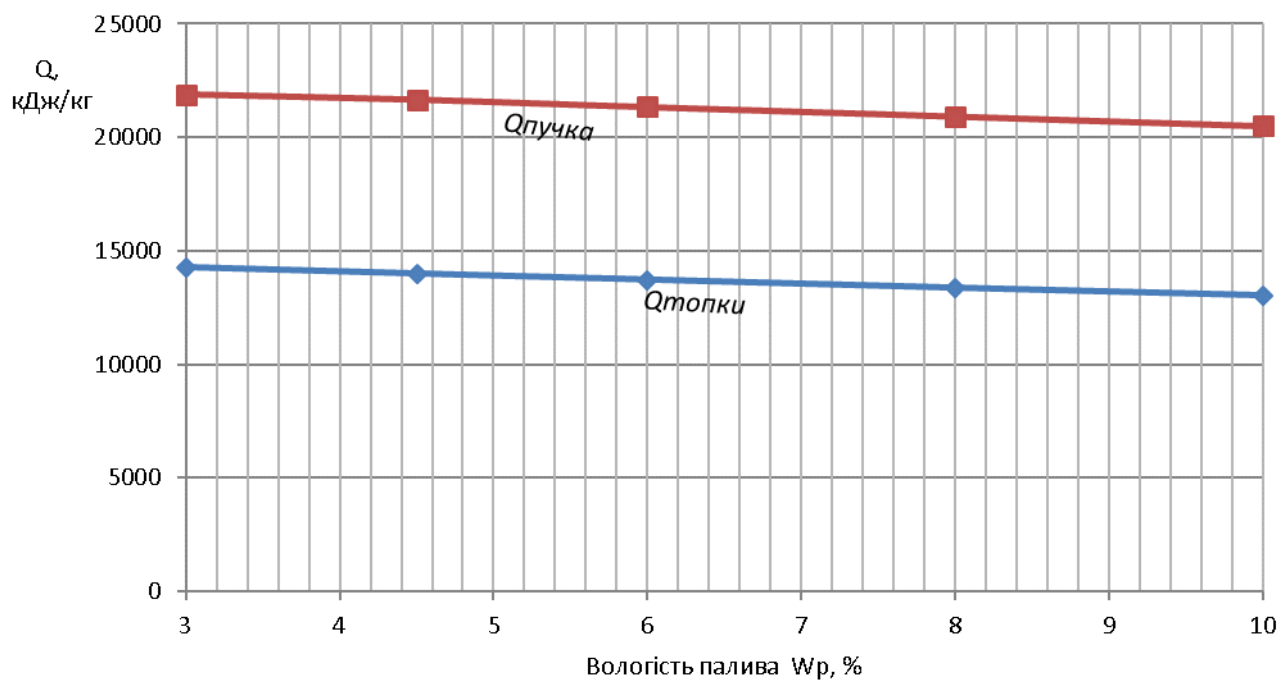


Рис. 19. Графік залежності теплосприйняття поверхонь нагріву котла від вологості палива

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ

Арк.

47

3.Охорона праці

Охорона праці - це система збереження життя та здоров'я працівників у процесі трудової діяльності, що включає правові, соціально-економічні, організаційно-технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні й інші заходи. Це широке поняття охорони праці як забезпечення безпечних і здорових умов праці всіма способами, тобто правовими, економічними, медичними, організаційно-технічними й іншими[18].

Основними завданнями охорони праці є: створення безпечних умов праці робочого персоналу, попередження професійних захворювань, виконання контролю за виконанням техніки безпеки на виробництві.

Імовірність нещасних випадків на виробництві в Україні на даному етапі набагато перевищує ті ж показники в розвинених закордонних країнах. Унаслідок одержання травми людиною на виробництві, знижується продуктивність праці, з'являються додаткові витрати на виплату компенсацій хворим або інвалідам, виникають соціально-економічні й психологічні проблеми як у колективі, так й в окремо взятих людей, пов'язаних з нещасним випадком на виробництві. При чіткому виконанні всіх правил і вимог охорони праці людина може відгородити себе від різних виробничих травм, поразок електричним струмом, професійних захворювань.

3.1.Техніка безпеки при експлуатації водогрійних жаротрубних котлів.

Під час опалювального сезону зростає рівень небезпек, пов'язаних із експлуатацією котельного обладнання. У зв'язку з цим Держпраці нагадує про важливість дотримання вимог чинних нормативно-правових актів з питань охорони праці і промислової безпеки щодо експлуатації котельного обладнання.

					<i>00MKP1440П ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дат</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Богдан С.О..</i>			<i>Аналітичне дослідження впливу зміни умов експлуатації на економічність роботи жаротрубних водогрійних котлів</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Поржезінський Ю.Г</i>					<i>48</i>	<i>57</i>
<i>Реценз.</i>						<i>НУХТ. Каф. ТЕХТ гр. ЗТЕ-2-5М</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

В першу чергу кожен, хто експлуатує котли, повинен неухильно дотримуватись вимог, викладених у експлуатаційній документації, яку надає разом з котлом виробник. У разі введення виробником більш суворих норм з експлуатації, ніж ті, що зазначені в правилах, необхідно дотримуватися умов, зазначених саме виробником.

Експлуатація опалювальних котлів теплопродуктивністю більше 0,1 МВт при камерному спалюванні палива без постійного нагляду за їх роботою обслуговуючим персоналом допускається лише при встановленні автоматики, сигналізації і захисту, що забезпечують ведення безпечного режиму роботи, ліквідацію аварійних ситуацій з пульта керування, а також зупинку котла при порушеннях режиму роботи, які можуть викликати пошкодження котла з одночасною сигналізацією про це на пульт керування. В іншому разі залишати такий котел без постійного нагляду обслуговуючим персоналом як під час роботи котла, так і після його зупинки до зниження в ньому тиску до атмосферного та повного припинення горіння в топці і вилучення з неї решти палива, забороняється.

Також слід пам'ятати, що введення та експлуатація котлів можливі лише за наявності розробленої спеціалізованими проектними організаціями конструкторської документації на котли та котельні. При цьому виготовлення, монтаж, налагоджування, реконструкція, ремонт котлів та їх елементів повинні проводитися лише підприємствами чи організаціями, що мають технічні засоби, необхідні для якісного виконання робіт та відповідні дозволи органів Держпраці.

Кожен котел повинен мати журнал нагляду (паспорт) та настанову (інструкцію) з монтажу і експлуатації на українській мові. Введення в експлуатацію котлів можливе лише після їх технічного огляду та одержання дозволу на їх роботу у встановленому порядку. При цьому повинна бути призначена наказом роботодавця навчена особа, відповідальна за справний стан і безпечну експлуатацію котлів, та обслуговуючий персонал, який

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

пройшов медичний огляд, професійну підготовку та атестацію в установленому порядку відповідно до Типового положення про проведення навчання і перевірку знань з питань охорони праці.

Перевірка справності роботи манометрів, запобіжних клапанів, показчиків рівня води і живильних пристроїв повинна проводитись не рідше одного разу на зміну і не рідше одного разу на добу, якщо тиск більше 14 бар (1 бар — це 105 Па або 0,986923 атмосфер). Для котлів, установлених на теплових електростанціях — згідно з графіком, затвердженим роботодавцем.

Перевірка справності проводиться:

- манометра — шляхом встановлення стрілки манометра на нуль (за допомогою триходового крана або запірних вентилів, що його замінюють);
- показчиків рівня води — шляхом їх продування;
- показання знижених показчиків рівня води — порівнянням їх показань з показаннями показчиків рівня води прямої дії;
- запобіжних клапанів — короткочасним примусовим їх відкриттям;
- резервних живильних пристроїв — шляхом їх короткочасного включення в роботу;
- сигналізації і автоматичних захистів — згідно з графіком і інструкцією, затвердженими роботодавцем.

Слід пам'ятати, що **котел має бути негайно зупинений персоналом у випадках, передбачених виробничою інструкцією, а також у випадках:**

- виявлення несправностей запобіжних пристроїв через підвищення тиску;

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

- якщо тиск в обладнанні під тиском піднявся вище дозволеного на 10% і продовжує підніматись, незважаючи на дотримання персоналом усіх вимог, зазначених в інструкції;
- зниження рівня води нижче нижнього допустимого рівня;
- підвищення рівня води вище верхнього допустимого рівня;
- припинення роботи живильних пристроїв;
- припинення роботи показчиків рівня води прямої дії;
- якщо в основних елементах обладнання виявлені тріщини, випини, пропуски в їх зварних швах, обрив анкерного болта або в'язі;
- недопустимого підвищення або зниження тиску в тракті прямого котла до вбудованих засувки;
- погасання факелів в топці при камерному спалюванні палива;
- зниження витрати води через водогрійний котел нижче мінімально допустимого значення;
- зниження тиску води в тракті водогрійного котла нижче допустимого;
- підвищення температури води на виході із водогрійного котла до значення на 20 °С нижче температури насичення, яка відповідає робочому тиску води у вихідному колекторі котла;
- несправності автоматики безпеки або аварійної сигналізації, включаючи зникнення напруги на цих пристроях;
- виникнення пожежі, яка загрожує обслуговуючому персоналу або котлу;
- несправності манометра і неможливості визначити тиск за допомогою інших приладів.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

При цьому механізм здійснення аварійної зупинки обладнання під тиском повинен бути визначений у виробничій інструкції.

Джерело: Управління Держпраці

3.2. Обслуговування котельних установок

3.2.1. Обладнання котельних установок повинно відповідати вимогам Правил будови і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів, затверджених наказом Держнаглядохоронпраці України від 26.05.94 № 51, "Правил взривобезопасности топливоподач и установок для приготовления и сжигания пылевидного топлива", Правил безпеки систем газопостачання України і Правил будови і безпечної експлуатації парових котлів з тиском пари не більше 0,07 МПа (0,7 кгс/кв.см), водогрійних котлів і водопідігрівачів з температурою нагріву води не вище 115 град. С, затверджених наказом Держнаглядохоронпраці від 23.07.96 № 125 , зареєстрованих у Мін'юсті України 05.11.96 за № 655/1680.

3.2.2. Запобіжні і вибухові клапани котла (пароводяного тракту, топки і газоходів) повинні: або мати відводи для видалення пароводяної суміші і вибухових газів у разі спрацювання клапанів за межі робочого приміщення у місця, безпечні для працівників, або бути відгородженими відбійними щитами з боку можливого перебування людей.

3.2.3. Заклинювати запобіжні клапани працюючих котлів або збільшувати натиснення на тарілки клапанів шляхом збільшення маси вантажу або будь-яким іншим способом заборонено.

Тягарі важільних запобіжних клапанів повинні бути застопорені і запломбовані так, щоб не допустити самочинного їхнього переміщення.

3.2.4. Доступ до форсунок котла повинен бути вільний і

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

зручний для обслуговування та ремонту.

На отворах для установлення форсунок повинні бути екрани, - щоб уникнути опіків у випадку зворотного удару полум'я.

Під час введення в дію щойно встановленої форсунки пару і мазут необхідно подавати поступово, - щоб переконатись у щільності вузла кріплення колодки.

3.2.5. На працюючому котлі люки і лази повинні бути закриті.

Дозволяється під час обходу і огляду обладнання відкривати оглядові лючки і вічка тільки за умови сталого режиму горіння і підвищеного розрідження у топці котла. Під час відкривання лючка або вічка необхідно перебувати збоку від них у захисних окулярах.

3.2.6. Запалювати паливо в топках, коли відкриті лази і вічка, заборонено. У котлах, що працюють під наддувом, повинні бути передбачені пристрої, що запобігають розриву скла оглядових лючок. Працівники, які проводять огляд, повинні надівати захисні окуляри.

3.2.7. Перед розпалюванням котла усі ремонтні роботи на ньому необхідно припинити, закрити наряди і вивести працівників, які не беруть участі у проведенні розпалювання.

3.2.8. У разі продування нижніх точок котлів спочатку слід відкрити повністю перший вентиль за ходом середовища, що продувається, а потім поступово другий. Після закінчення продування слід спочатку закрити другий за ходом вентиль, а потім перший.

3.2.9. Під час раптового припинення подавання газу в котельню вимикальні пристрої на ввіді газопроводу в котельню і біля котлів повинні бути закриті, а продувальні газопроводи на виведеному з роботи газопроводі - відкриті.

3.2.10. Під час огляду котла або проведення будь-яких робіт

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

на ньому заборонено перебувати проти відкритих вічок і люків для шурування.

3.2.19. Під час продування водовказівних приладів операції з продуванням слід виконувати в такій послідовності:

- поступово відкривати на невеликий кут нижній продувальний вентиль;
- закрити нижній (водяний) швидкодіючий кран на 8 - 10 с, після чого знову його відкрити;
- закрити верхній (паровий) швидкодіючий кран на 8 - 10 с, а потім знову відкрити;
- закрити нижній продувальний вентиль.

Продувальна пароводяна суміш повинна видалятись у лійку, що закрита кришкою з отвором для дренажної трубки і розташована після нижнього продувального вентиля.

Під час продування працівник повинен перебувати збоку від водомірного скла і виконувати всі операції у захисних окулярах і брезентових рукавицях.

3.2.20. За наявності на котлі залишених у тимчасову експлуатацію ділянок та згинів трубопроводів (паропроводів, живильних, водоопускних, перепускних, паровідвідних труб), що не обігріваються і відпрацювали свій ресурс, необхідно скласти і затвердити в установленому порядку перелік цих місць.

Доступ працівників у ці місця під час роботи котла повинен бути обмежений.

Небезпечні місця слід позначати застережними плакатами. Обходи обладнання слід виконувати за затвердженим маршрутом.

Проводити ремонтні роботи в цих місцях на працюючому або на сусідньому котлі заборонено, - якщо не забезпечена безпечна відстань.

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тепловой расчет котлоагрегатов (нормативный метод). СПб: НПО ЦКТИ, 1998 — 256 с.
2. Елезаров П.П. Эксплуатация котельных у становок высокого давления на электростанциях./ П.П Елезаров.-М.: Государственное энергетическое издательство, 1961.- 399с. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М.: «Энергия», 1977. — 343 с.
3. Кулиниченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам / Кулиниченко В. Р. — К.: Техника, 1990. — 152 с.
4. Стабников В. И. Процессы и аппараты пищевых производств / В. И. Стабников, В. Д. Попов. — М.: Пищепромиздат, 1959. — 584 с.
5. Справочник по теплообмінникам в 2 томах / Пер. с англ. под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 560 с.
6. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. — М. — Л.: Машгиз, 1957. — 383 с.
7. Флер М. З., Губарь С. А., Лукьянов А. В. К вопросу об определении размеров топки теплогенераторов с жаровой трубой // Комунальное хозяйство городов. Научно–технический сборник. Серия: Архитектура и технические науки. Вып. 38 — К.: Техника, 2002. — с. 179-182.
8. Калинин Е. К. Интенсификация теплообмена в каналах. — М.: Машиностроение, 1990. — 206 с.
9. Степанов В. Д. Математичне моделювання теплообмінних процесів у жаротрубному елементі водогрійного котла малої потужності / Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2008. — №3. — с. 46-49.
10. Исаченко В. П. Теплопередача: учеб. Для вузов. — 3-е изд., перераб. И доп. /В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел — М.: Энергия, 1977. — 343 с.

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

11. Беляев Н. М. Основы теплопередачи / Н. М. Беляев. — К.: Вища школа, 1989. — 343 с.
12. Рыжков А. Ф. Теплогидравлическая эффективность промышленных турбулизаторов в переходных режимах течения теплоносителя / А. Ф. Рыжков, Л. Жаргалхуу, М. Надир Саман // Промышленная энергетика. — 2006. — №4. — с. 44-50.
13. Колядин Е. А. Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных утилизационных котлах: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Е. А. Колядин. — Астрахань, 2007. — 20 с.
14. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В. К. Щукин. — М.: Машиностроение, 1980. — 240 с.
15. Боднар Л. А. Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.14.06. / Л. А. Боднар; Вінницький національний технічний університет. — Київ, 2010. — 21 с.
16. Васильев А. В. Особенности водного режима при эксплуатации современных жаротрубных водогрейных котлов / А. В. Васильев // Новости теплоснабжения. — 2002. — №4. — с. 50-52.
17. Правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій і теплових мереж НПАОП 40.1-1.02-01
18. Закон України «про охорону праці» від 14.10.1992 № 2694-ХІІ

					<i>00MKP144OP TEET 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ВИСНОВКИ

1. Збільшення навантаження котла веде до рівномірного збільшення витрати палива (при збільшенні навантаження від 70 % до 100 % витрата палива збільшилася на 32,5 %). Температура димових газів на виході з топки підвищилася на 106 °С. Питоме теплосприйняття в топці зменшилося на 18,5 %. Температура відхідних газів збільшилася на 42 °С, що привело до зменшення ККД на 2,3 %
2. Підвищення температури води на вході в котел від 55 °С до 70 °С за сталої витрати води приводить до зниження навантаження котлоагрегату. Як наслідок витрата палива в цьому діапазоні зменшується на 25,9 %. Температура димових газів на виході з топки зменшується на 7,1 %. Температура відхідних газів зменшується на 37,5 %. Коефіцієнт корисної дії брутто збільшується на 1,39 %. Загальне теплосприйняття в топці знижується, а питоме (за рахунок зниження температури димових газів на виході з топки) зростає на 14,2%. Питоме конвекційне теплосприйняття знижується на 5,9 %. Загальне питоме теплосприйняття жаротрубного котла збільшується на 1,9 %.
3. При збільшенні робочої вологості палива теоретична температура згорання помітно зменшується, температура димових газів на виході з топки знижується на 0,56 %. Втрати з відхідними газами збільшуються на 8,9 %, температура відхідних газів — на 4,9 %, коефіцієнт корисної дії зменшується на 0,58 %. Питомі теплосприйняття топки та жаротрубного пучка знижуються відповідно на 8,7 % та 6,3 %, що веде до збільшення витрати палива на 9,09 %, тобто на 36 кг/год.
4. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря 1,05 до 1,3 веде до зниження теоретичної температури горіння, а це, в свою чергу, приводить до зниження температури димових газів на виході з топки на 57 °С, і, як наслідок, питоме променисте теплосприйняття в топці знижується на 20,9 %. Температура відхідних газів збільшується на

					00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

16,1 %, коефіцієнт корисної дії бруто зменшується на 3,2 %, що веде до збільшення витрати палива на 3,14 %. Питоме конвекційне теплосприйняття котла зростає на 5,09 %.

5. Результати дослідження корисно використовувати при експлуатації жаротрубних котлів працюючих на газі і мазуті з метою економії палива.

					<i>00МКР144ОП ТЕЕТ 003.009 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58